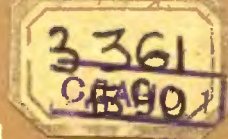


VISIT...

LANZAROTE
Caliente.COM

А 400873



Е.Ф. БУЗНИКОВ

ЦИКЛОННЫЕ СЕПАРАТОРЫ В ПАРОВЫХ КОТЛАХ



Е. Ф. БУЗНИКОВ

ЦИКЛОННЫЕ СЕПАРАТОРЫ В ПАРОВЫХ КОТЛАХ



«ЭНЕРГИЯ»

МОСКВА 1969

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие	3
Введение	4
Глава первая. Водный режим котла	7
1-1. Паровой объем барабана и получение чистого пара	7
1-2. Основные положения по водному режиму	12
1-3. Ступенчатое испарение котла с внутрибарабанными отсеками	17
1-4. Ступенчатое испарение котла с выносными циклонами	22
Глава вторая. Сепарационные устройства	29
2-1. Основные внутрибарабанные сепарационные схемы котлов	29
2-2. Сепарационные и паропромысловые устройства котлов высокого давления	48
2-3. Расчетные нормы качества пара, котловой и питательной воды	50
Глава третья. Центробежные сепараторы пара	55
3-1. Теоретические основы и экспериментальные данные по вертикальным центробежным сепараторам пара	55
3-2. Внутрибарабанные центробежные сепараторы пара. Различные типы и конструкции	62
3-3. Типы и конструкции выносных вертикальных сепараторов пара (выносных циклонов).	71
3-4. Выносные циклоны с предвключенными циклонами грубой сепарации и выносные циклоны с двухступенчатой сепарацией пара	79
Глава четвертая. Общие вопросы, связанные с повышением тепловой мощности топочных камер паровых котлов	83
4-1. Горелочные устройства и надежность работы циркуляционных контуров топочных камер	83
4-2. Интенсификация работы топочных камер при сжигании твердого топлива	84
4-3. Интенсификация работы топочных камер при сжигании газа и мазута	94
4-4. Экранирование топочной камеры и определение паропроизводительности отдельных экранных панелей	107
Глава пятая. Схемы включения выносных циклонов по пару и воде	115
5-1. Циркуляционные контуры при модернизации котлов	115
5-2. Схема включения выносных циклонов в котлах высокого давления	117
5-3. Основные схемы выдачи пара из выносных циклонов в котлах низкого и среднего давления	118

5-4. Основные схемы питания испарительных контуров с выносными циклонами в котлах низкого и среднего давления	120
5-5. Гидродинамические расчеты различных схем для определения размеров соединительных трубопроводов и величины расхождения уровней воды в выносных циклонах и барабане	122
5-6. Примеры расчетов по выбору размеров выносных циклонов, солевому балансу котла и определению расхождения уровня воды в циклонах и барабане	135
Глава шестая. Особенности работы испарительных контуров с выносными циклонами и обеспечение их циркуляционной надежности	154
6-1. Особенности испарительных контуров с циклонами	154
6-2. Основные схемы экранных контуров с выносными циклонами и их циркуляционные характеристики	156
6-3. Конструктивное оформление циркуляционных схем испарительных контуров с циклонами	164
6-4. Контроль и регулирование положения уровня воды в выносных циклонах	166
6-5. Мероприятия по обеспечению надежной эксплуатации циркуляционных контуров с выносными циклонами	171
6-6. Пример расчета циркуляции экранного контура, включенного на выносные циклоны, и проверка надежности циркуляции при различном шайбовании рециркуляционных труб	173
Глава седьмая. Примеры и опыт модернизации испарительных контуров паровых котлов	192
7-1. Общие положения	192
7-2. Модернизация испарительных контуров паровых котлов Шухова — Берлина	194
7-3. Модернизация котлов ДКВР-6,5-13	200
7-4. Модернизация испарительных контуров трехбарабанных котлов, работающих на питательной воде плохого качества	210
7-5. Модернизация котлов ТС-20	214
Глава восьмая. Выносные циклоны в новых конструкциях паровых котлов с естественной циркуляцией	217
8-1. Основные положения	217
8-2. Практика применения выносных циклонов в серийных котлах высокого, среднего и низкого давлений	219
8-3. Изменение режима работы барабана в котлах с выносными циклонами	227
8-4. Безбарабанные котлы с естественной циркуляцией. Конструктивные данные и опыт эксплуатации	230
8-5. Проекты безбарабанных котлов с естественной циркуляцией среднего и низкого давления	233
8-6. Комбинированные пароводогрейные котлы	240
Литература	245

Бузников Е. Ф.

Б 90 Циклонные сепараторы в паровых котлах. М.,
«Энергия», 1969 г.
248 с. с илл.

Настоящая книга знакомит теплоэнергетиков с применением в паровых котлах циклонных сепараторов различных конструкций. Разбираются встречающиеся схемы включения внутрибарабанных и выносных циклонов в циркуляционные контуры котлов и приводится методика расчетов внутрикотловых устройств. Освещаются особенности работы циркуляционных контуров с циклонными сепараторами и указываются мероприятия по повышению надежности циркуляции в этих контурах.

Имеющиеся конструкции выносных циклонов с двойной сепарацией пара создают условия в настоящее время для широкого перехода на изготовление простых и надежных в эксплуатации безбарабанных котлов низкого и среднего давления с естественной циркуляцией.

Книга рассчитана на инженерно-технических работников, занимающихся модернизацией существующих котлов, проектированием и наладкой новых котельных агрегатов, а также может служить пособием для студентов теплоэнергетических специальностей высших технических учебных заведений.

3-3-3
27-69

6П2.22

Бузников Евгений Федорович

Циклонные сепараторы в паровых котлах

Редактор М. С. Розанов Техн. редактор Г. Г. Абрамова
Переплет художника В. И. Карпова

Сдано в набор 20/1 1969 г.	Подписано к печати 3/VI 1969 г.	T-08904
Формат 84×108 ¹ / ₃₂	Бумага типографская № 2	
Усл. печ. л. 13,02	Уч.-изд. л. 13,41	
Тираж 6 000 экз.	Цена 78 коп.	Зак. 2023

Издательство «Энергия». Москва, Ж-114, Шлюзовая наб., 10.

Московская типография № 10 Главполиграфпрома
Комитета по печати при Совете Министров СССР.
Шлюзовая наб., 10.

ПРЕДИСЛОВИЕ

Широкое применение внутрибарабанных и выносных циклонов при модернизации различных типов паровых котлов позволило значительно увеличить паропроизводительность установленных котлов низкого и среднего давления. При установке экранных контуров с циклонами необходимо соблюдение целого ряда технических требований и условий, обеспечивающих как надежность работы всех циркуляционных контуров, так и высокое качество работы сепарационных устройств барабана и выносных циклонов. Настоящая книга является одной из первых попыток дать систематическое изложение вопросов проектирования, расчета, а также опытных и эксплуатационных материалов, собранных автором в течение многолетней работы в тресте Центроэнергомонтаж при проектировании, изготовлении, пуске, наладке и эксплуатации модернизированных котлов с независимыми экранными контурами. Следует подчеркнуть, что в настоящей книге рассмотрены вопросы проектирования, расчета и работы циклонных сепараторов только для паровых котлов с естественной циркуляцией. Расчеты и конструкции центробежных сепараторов, применяемых в парогенераторах с принудительной циркуляцией или в прямоточных котлах, в настоящей книге не рассматриваются. При составлении книги использовались также материалы, приведенные в отчетах ЦКТИ, ОРГРЭС, Промэнерго и других организаций, занимающихся проектированием, наладкой и испытанием котлов низкого, среднего и высокого давления. Кроме того, использовались материалы, опубликованные в печати и в технических журналах. Перечень использованной литературы приведен в конце книги. Автор выражает свою признательность Н. Б. Либерману и М. С. Розанову за ценные замечания и рекомендации, способствовавшие улучшению рукописи.

Критические замечания по настоящей книге просим направлять в редакцию теплотехнической литературы издательства «Энергия». Автор заранее приносит свою благодарность за все указания и замечания по содержанию книги.

ВВЕДЕНИЕ

Имеющаяся в котлостроении тенденция к сокращению размеров сепарационных барабанов привела к значительному увеличению удельных паровых нагрузок барабана во всех современных котлах, включая и котлы низкого давления. Высокие удельные нагрузки барабана предъявляют все более и более жесткие требования к вопросам сепарации пара. Максимальная эффективность внутрибарабанной сепарации достигается в настоящее время за счет применения тех или иных конструкций сепараторов, в которых отделение влаги от пара осуществляется за счет центробежного эффекта. Еще в предвоенный период внутрибарабанная центробежная сепарация пара начала применяться как в Советском Союзе, так и за рубежом, в котлах среднего и высокого давления с естественной и принудительной циркуляцией. Хорошая осушка пара в циклонах достигается не только за счет использования центробежного эффекта и естественной сепарации в паровом объеме его, но также и потому, что в них отсутствует барботаж пара через воду, который способствует вспениванию котловой воды. Применение циклонов дает возможность получить пар с небольшой влажностью даже при больших солесодержаниях котловой воды. Все энергетические барабанные котельные агрегаты как среднего, так и высокого давления в последние годы выполняются с внутрибарабанными циклонами. Центробежная сепарация как наиболее эффективная с теми или иными конструкциями горизонтальных или вертикальных циклонов нашла в настоящее время широкое применение и в котлах низкого давления. Одновременно с применением внутрибарабанной центробежной сепарации еще в предвоенный период начали применяться вертикальные выносные сепараторы центробежного действия. Такие вертикальные центробежные сепараторы впервые начали применяться в Советском Союзе в прямоточных котельных агрегатах

с промывочно-сепарационными устройствами для отвода в продувку небольшого количества высококонцентрированной влаги, содержащейся в потоке пара. Одновременно с этим за рубежом в парогенераторах с принудительной циркуляцией типа Велоке начали применяться вертикальные барабаны с центробежной сепарацией пара. В котлах с естественной циркуляцией впервые выносные циклоны были применены трестом Центроэнергомонтаж на специальных котлах, разработанных и изготовленных в Советском Союзе в 1945—1946 гг. Несколько позже такие же выносные циклоны по проектам проектно-конструкторской конторы треста Центроэнергомонтаж и ОРГРЭС начали применяться в качестве сепарационных элементов экранов, включенных в соленые отсеки барабанных котлов с естественной циркуляцией. Достоинство выносных циклонов по сравнению с внутрибарабанными состоит в том, что их можно выполнять со значительной высотой парового пространства; поэтому в них достигается хорошая осушка пара даже при котловой воде с очень высоким содержанием примесей. Использование выносных циклонов при организации ступенчатого испарения в котельном агрегате позволяет полностью исключить переброс котловой воды из соленых отсеков в чистый. Все указанные преимущества выносных циклонов обеспечили в настоящее время их широкое применение в серийных паровых котлах среднего и высокого давления, изготавливаемых котлостроительными заводами Советского Союза. Дальнейшие работы по усовершенствованию конструкции выносных циклонов, проводимые проектно-конструкторской конторой треста Центроэнергомонтаж совместно с ЦКТИ и заводами, завершились в настоящее время созданием новой конструкции выносного циклона с двухступенчатой сепарацией пара. Паропроизводительность таких выносных циклонов при работе на низком и среднем давлении при одних и тех же размерах циклона может быть повышена в 2 раза и более без ухудшения качества выдаваемого пара. Перспективность применения выносных циклонов такой конструкции в серийных котлах низкого и среднего давления очень велика, так как в этом случае значительно снижается расход металла на изготовление циклонов. В настоящее время относительные размеры испарительных поверхностей нагрева котла, включенных на выносные циклоны, значительно увеличиваются, и

уже имеются конструкции модернизированных котлов, в которых на выносные циклоны включены экранные поверхности, обеспечивающие производительность 60% и более от общей производительности котла. В таких котлах нельзя ограничиваться питанием независимых экранных контуров только за счет продувочной воды из барабанов, так как в этом случае в таких контурах возникают недопустимо высокие концентрации фосфатов, железа и других веществ, что приводит к отложениям в напряженных экранных трубах вторичных железо-фосфатных и других накипей. В этих случаях должны применяться схемы с подачей части питательной воды непосредственно в контуры с выносными циклонами. Успешный опыт длительной эксплуатации безбарабанных котлов с естественной циркуляцией дает основание в настоящее время рекомендовать постройку простых в изготовлении и надежных в работе безбарабанных котлов низкого и среднего давления производительностью до 75—100 т/ч.

ГЛАВА ПЕРВАЯ

ВОДНЫЙ РЕЖИМ КОТЛА

1-1. ПАРОВОЙ ОБЪЕМ БАРАБАНА И ПОЛУЧЕНИЕ ЧИСТОГО ПАРА

Примеси в паре разделяются на летучие и нелетучие. Летучими примесями являются газы O_2 , N_2 , CO_2 и аммиак NH_3 . За исключением угольной кислоты, все газообразные примеси, находящиеся в паре, не участвуют в образовании отложений по паровому тракту. Нелетучими примесями в паре могут быть различные твердые вещества, находящиеся в котловой воде, из которой получается пар. В котлах низкого и среднего давления (ниже 70—80 ат) нелетучие примеси в паре образуются за счет механического уноса капель влаги, т. е. эти примеси имеют место лишь при наличии той или иной влажности насыщенного пара на выходе из барабана. При высоком и сверхвысоком давлении растворяющая способность пара начинает сказываться на переходе отдельных солей из котловой воды в насыщенный пар. Для кремниевой кислоты при давлениях свыше 80 ат, а для соединений железа, меди и хлористого натрия при давлениях свыше 160—180 ат, кроме механического уноса капель, приходится считать и с растворимостью этих веществ в паре. Содержание нелетучих примесей в насыщенном паре составит:

$$C_{\text{п}} = 0,01 (W + K_{\text{п}}) C_{\text{в}}, \text{ мг/кг},$$

или

$$C_{\text{п}} = \frac{K}{100} C_{\text{в}}, \text{ мг/кг},$$

где $K = W + K_{\text{р}} \%$.

В этих формулах

W — влажность пара, характеризующая содержание в паре веществ за счет механического уноса капель воды, %;

K_p — коэффициент распределения данного соединения между насыщенным паром и кипящей водой, %;
 K — коэффициент выноса, %;
 C_n — содержание примесей в воде, $мкг/кг$.

Существенное значение имеет только влияние влажности на загрязнение пара, поэтому эксплуатационный контроль ведется не по влажности, а по содержанию примесей в паре. При низких и средних давлениях, когда содержание веществ в паре определяется в основном только уносом капелек влаги, коэффициент выноса этих веществ практически равен влажности пара, т. е. $K=W$. При всех давлениях уменьшение влажности пара осуществляется путем применения в барабане сепарационных устройств. В барабан включаются трубы разных испарительных поверхностей нагрева — конвективных пучков или радиационных экранных панелей, которые работают с различными удельными тепловыми нагрузками. Ввод пароводяной смеси от этих испарительных поверхностей нагрева осуществляется в паровой или вододяной объемы барабана, причем все эти вводы по конструктивному выполнению могут быть сведены к следующим основным типам: а) равномерный по длине барабана ввод труб конвективного пучка; б) равномерный по длине барабана ввод труб экранных поверхностей нагрева; в) местные концентрированные вводы отводящих труб от верхних коллекторов экранных панелей. В зависимости от особенностей этих трех основных типов вводов пароводяной смеси в барабан возникают и соответствующие требования к внутрибарабанным сепарационным устройствам. Так, например, равномерный по всей длине барабана ввод экранных труб по сравнению с таким же подводом труб конвективного пучка превышает во много раз входную кинетическую энергию струй пароводяной смеси. Если учесть, что тепловая нагрузка экранных труб обычно превышает в 7—9 раз среднюю тепловую нагрузку труб конвективного пучка, то кинетическая энергия входа струй в экранных трубах в 50—80 раз оказывается выше, чем в трубах конвективного пучка. В связи с этим требования к сепарационным устройствам, устанавливаемым в барабане, в том и другом случае совершенно различные. Особенно большое возрастание кинетической энергии на входе в барабан имеет место в отводящих трубах от верхних коллекторов экранов. В таких экранах пароотводящие трубы от верх-

них коллекторов имеют сечение 25—30% от сечения экранных труб, т. е. скорость в них больше, чем в экранных трубах, в 3—4 раза и соответственно кинетическая энергия в этих трубах в 10—16 раз выше, чем в экранных трубах, и в 500—1 000 раз выше, чем в трубах конвективного пучка. Такая громадная кинетическая энергия концентрированных вводов пароводяной смеси в барабан для обеспечения нормальных условий работы сепарационного парового объема должна быть погашена на входе в барабан специальными устройствами. Наилучшим способом гашения больших скоростей входа пароводяной смеси одновременно с эффективным использованием кинетической энергии для сепарации пара является установка внутрибарабанных циклонов, использующих большие скорости входа для центробежного отделения влаги. Образующиеся капли влаги попадают в поток пара, частично выпадают, частично уносятся паром, причем количество уносимой влаги зависит главным образом от скорости движения пара и размеров образующихся капель котловой воды. Сильное дробление капель котловой воды может приводить к значительному увеличению уноса капель. При очень малых подъемных скоростях пара в барабане лишь самые мелкие капельки воды увлекаются паром в пароотводящие трубы. Влажность пара на выходе из барабана выражается как отношение веса влаги, содержащейся в паре, к суммарному весу влажного пара. Влажность пара сильно зависит от высоты парового пространства. Капли влаги, образующиеся при разрыве оболочек паровых пузырьков или при ударе струй пароводяной смеси об отбойные щитки в паровом объеме барабана, имеют некоторый начальный запас энергии. За счет этой энергии капельки влаги выбрасываются в паровое пространство. Чем больше начальная энергия капли, тем выше она будет поднята. Если отвод из барабана расположен на небольшой высоте от уровня воды или от места ввода пароводяной смеси, то значительная часть капель воды вместе с паром будет унесена в пароотводящие трубы даже при весьма небольших подъемных скоростях пара. По мере увеличения парового пространства все меньшая часть капель сможет подняться за счет своей начальной энергии до пароотводящих труб, и в этих условиях основное влияние на влажность пара имеет унос мельчайших капелек влаги потоком пара.

При больших высотах парового пространства унос мелких капель, транспортируемых потоком пара, неизбежен, но при нормальных условиях работы это приводит к влажности пара 0,01—0,03%, которая практически не поддается прямому измерению. Такая влажность не оказывает никакого влияния на работу пароперегревателя и не учитывается при расчете его поверхности нагрева. Эксплуатационный контроль ведется не по влажности пара, а по его чистоте, т. е. содержанию. Нормальная работа парового объема барабана возможна лишь в случае, если приняты меры к гашению скоростей входа мощных концентрированных подводов, осуществлены мероприятия, обеспечивающие равномерное распределение пара или под уровнем воды или в паровом объеме барабана, и установлены внутрибарабанные устройства, обеспечивающие равномерное восходящее движение пара по всему сечению барабана. В этом случае объемная нагрузка зеркала испарения составляет:

$$R_s = \frac{Dv}{F}, \text{ м}^3/\text{м}^2 \cdot \text{ч},$$

где D — расход пара, кг/ч;
 v — удельный объем насыщенного пара, м³/кг;
 F — площадь зеркала испарения, м².

Нагрузка зеркала испарения может быть выражена и в весовых единицах:

$$R'_s = \frac{D}{F \cdot 10^3}, \text{ т}/\text{м}^2 \cdot \text{ч}.$$

При определенной высоте парового пространства нагрузка зеркала испарения пропорциональна напряжению парового объема, т. е. отношению часового расхода пара к объему парового пространства:

$$R_v = \frac{Dv}{V}, \text{ м}^3/\text{м}^3 \cdot \text{ч},$$

или

$$R'_v = \frac{D}{V \cdot 10^3}, \text{ т}/\text{м}^3 \cdot \text{ч},$$

где V — объем парового пространства, м³.

Допустимая нагрузка зеркала испарения зависит от давления пара, высоты парового пространства и солесод-

ержания котловой воды. В диапазоне высот 0,2—0,6 м она растет почти пропорционально увеличению высоты. Затем рост ее замедляется и при высоте 1,0—1,2 м практически прекращается. Дальнейшее увеличение высоты парового пространства не дает повышения допустимой нагрузки зеркала испарения. С повышением давления допустимая объемная нагрузка зеркала испарения R_s или средняя скорость пара над зеркалом испарения неуклонно снижаются, в то время как допустимая весовая нагрузка зеркала испарения R'_s возрастает. Среднее объемное напряжение парового пространства барабана также снижается с повышением давления пара в котле. В приведенной ниже табл. 1-1 даны значения допустимых напряжений парового пространства барабана и средних скоростей пара над зеркалом испарения для

Таблица 1-1

Наименование величин	Давление пара, ат			
	16	43	110	155
Среднее напряжение парового объема барабана, м ³ /м ³ ·ч	1 200—3 000	500—1 200	250—500	150—250
Средние скорости подъема пара над зеркалом испарения, м/сек	0,35—0,9	0,2—0,35	0,08—0,2	0,05—0,12

различных давлений. Допустимая нагрузка парового пространства при высоте парового пространства порядка 0,5—0,6 м почти постоянна. При дальнейшем повышении высоты допустимая нагрузка парового пространства снижается ввиду того, что допустимая нагрузка зеркала испарения остается почти неизменной. Высота парового объема барабана может быть определена, если известен уровень воды. Обычные водоуказательные приборы, основанные на законе сообщающихся сосудов, дают лишь «весовой» уровень воды, который отражает действительный уровень воды в барабане лишь в том случае, если пар не проходит через водяной объем. При подводе пароводяной смеси под уровень воды в барабане происходит «набухание» водяного объема и соответственное уменьшение высоты парового пространства. При большом «набухании» действительная высота парового про-

странства барабана может оказаться недостаточной и значительное количество влаги будет увлекаться паром в паропроводящие трубы. «Набухание» водяного объема зависит от нагрузки зеркала испарения, давления и со- лесодержания котловой воды. Чем больше нагрузка зер- кала испарения, тем меньше удельный вес пароводяной смеси в водяном объеме барабана и тем больше соот- ветственно «набухание» водяного объема. Таким обра- зом, обеспечение необходимого качества насыщенного пара, выдаваемого барабаном котла, достигается сле- дующими мероприятиями: а) обеспечением допустимой условной нагрузки зеркала испарения; б) уменьшением со- лесодержания котловой воды, а при давлениях 100 ат и выше также и уменьшением кремне-содержания котло- вой воды; в) увеличением (в известных пределах) высо- ты парового пространства; г) улучшением работы паро- вого пространства, в котором происходит сепарация, т. е. отделение капелек влаги от пара. Кроме этих меро- приятий, при давлении 100 ат и выше очень эффектив- ной является промывка пара питательной водой.

1-2. ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ ПО ВОДНОМУ РЕЖИМУ

Водный режим барабанных котлов должен поддер- живаться таким образом, чтобы в поверхностях нагрева котла отсутствовали отложения накипи и шлама, отсут- ствовали отложения веществ в пароперегревателе и тур- бине, а также отсутствовала коррозия пароводяного тракта. Критериями, определяющими условия поддер- жания рационального водного режима барабанных котлов, являются: а) предельно допускаемые величины содержания в котловой воде натриевых солей, кремне- вой кислоты и щелочей, устанавливаемые качеством вы- рабатываемого в котле пара и допустимой минимальной коррозии металла котла; б) необходимое минимальное содержание в котловой воде PO_4^{3-} , SiO_3^{2-} , OH^- и других ионов, предотвращающих процессы накипобразования, прикипания шлама и коррозии в котлах высокого давле- ния; в) оптимальные соотношения концентраций SiO_3^{2-} , Na^+ , PO_4^{3-} , Cl^- и OH^- , при поддержании которых тор- мозятся процессы образования безкальцевой силикат- ной накипи и щелочной коррозии котельного металла. В связи с тем, что растворимость веществ накипобразо-

вателей в воде с повышением температуры снижается, допустимые содержания их в питательной воде с ростом давления в котле должны уменьшаться. Для предотвра- щения возможности выпадения солей жесткости на па- рообразующих поверхностях нагрева в виде накипи при- меняют коррекционный метод внутрикотловой обработки питательной воды, заключающийся в том, что в котел вводится реагент, анионы которого способны образы- вать с катионами кальция и магния труднорастворимые в воде соединения, выделяющиеся из раствора преиму- щественно в форме легкоподвижного шлама, не прики- пающего к поверхностям нагрева. В качестве реагента для коррекционной внутрикотловой обработки пита- тельной воды широкое распространение получили натриевые соли фосфорной кислоты, главным образом тринатрий- фосфат Na_3PO_4 . Метод внутрикотловой обработки пита- тельной воды солями фосфорной кислоты получил назва- ние процесса фосфатирования. Ввод фосфатов в воду, содержащую соли кальция, приводит к образованию со- единений, труднорастворимых в воде. Для получения этих соединений в виде шлама, а не плотной накипи ввод фосфатов в котел должен производиться в котло- вую воду, а не в питательную воду, щелочность которой бывает невелика. Практически в котловой воде чистого отсека поддерживают всегда избыток фосфатов порядка 7—15 мг/л PO_3^{3-} . Вывод солей и других примесей, вно- симых с питательной водой в барабанный котел, осу- ществляется путем продувки, изменяя величину которой можно обеспечить необходимое со- лесодержание котло- вой воды, допускаемое по условиям получения качест- венного пара. Увеличение продувки котла снижает к. п. д. не только котельной установки, но и всего паросилового цикла станцин. Поэтому размер продувки должен быть по возможности небольшим. В соответствии с «Прави- лами технической эксплуатации электростанций и элек- трических сетей» размер продувки не должен превы- шать: для конденсационных электростанций — 1%, для конденсационных электростанций и отопительных ТЭЦ с восполнением потери химически очищенной водой — 2% и для ТЭЦ с безвозвратной отдачей пара на про- изводство — 5%. Величина допустимого со- лесодержания котловой воды зависит от давления пара, размеров барабана, схемы и конструкции внутрибарабанных се- парационных устройств. Примеси в котельный агрегат

поступают с питательной водой, а также частично за счет коррозионных процессов, протекающих в пароводяном тракте. Путем продувок, производимых периодически или непрерывно, можно обеспечить рациональный вывод примесей из пароводяного тракта котельного агрегата только в случае их небольшого количества. При питании котлов водой, содержащей достаточно большое количество примесей, необходимо применение специальных внутрикотловых устройств, обеспечивающих возможность ограничиться небольшими по величине продувками котла. Обычно величина продувки котла выражается в процентах к паропроизводительности:

$$p = \frac{D_{пр}}{D} \cdot 100\%, \quad (1-1)$$

где $D_{пр}$ — расход продувочной воды, $t/ч$;

D — номинальная паропроизводительность котла, $t/ч$.

Расход питательной воды в котел при наличии продувки соответственно повышается и составляет:

$$D_{п.в} = D + D_{пр}, \quad t/ч. \quad (1-2)$$

Солевой баланс котельного агрегата определяется исходя из следующего: все примеси вносятся в котел только с питательной водой и при условии, что эти примеси нигде на внутренних поверхностях нагрева котла не откладываются, вынос этих примесей из котла осуществляется двумя путями — с продувочной водой и с насыщенным паром. Однако необходимо учитывать, что котлы всех типов при всех давлениях и условиях должны обеспечивать выдачу пара с солеосодержанием и кремнеосодержанием не выше, чем это допускается приведенными ниже нормами. Количество солей, выносимых из котла с паром, составляет несомненно малую величину по сравнению с количеством солей, удаляемых из котла вместе с продувочной водой. Даже при очень малых величинах продувки количество солей, выносимых паром, составляет ничтожную величину, а именно десятые доли процента солей, удаляемых с продувочной водой. Поэтому для расчетов по составлению солевых балансов котельного агрегата для различных схем внутрикотловых устройств можно пренебречь ничтожно малой величиной солей, уносимых с насыщенным паром. В этом случае баланс солей в котельном агрегате может быть

написан следующим образом:

$$D_{п.в} S_{п.в} = D_{пр} S_{пр}, \quad (1-3)$$

или, используя уравнения (1-1) и (1-2), можно уравнение (1-3) выразить следующим образом:

$$(100 + p) S_{п.в} = p S_{пр}, \quad (1-4)$$

где в уравнениях (1-3) и (1-4)

$S_{п.в}$ — солеосодержание питательной воды, $мг/кг$;

$S_{пр}$ — солеосодержание продувочной воды, $мг/кг$.

Питательная вода котельных агрегатов обычно состоит из конденсата (турбинного или производственного) и добавочной воды. Если на конденсационных станциях, где потери конденсата невелики, питательная вода состоит из 96—99% турбинного конденсата и 1—4% добавочной воды, то на промышленных электростанциях и в котельных потери конденсата могут колебаться в широких пределах, достигая в отдельных случаях 80—100%. Природная вода без соответствующей подготовки не может служить добавком к конденсату. Для котлов малой и средней мощности подготовка добавочной воды осуществляется главным образом путем применения простых схем химического умягчения воды. Схемы водоподготовки с испарительными и обессоливающими установками обычно не применяются для промышленных котельных и ТЭЦ из-за высокой их стоимости. Даже при очень высоком солеосодержании исходной воды и большом проценте добавка более рациональным в этом случае оказывается применение простых методов химической водоподготовки, но с усложнением внутрикотловой схемы агрегата. Общее солеосодержание питательной воды $S_{п.в}$ может быть подсчитано из уравнения солевого баланса:

$$D_{п.в} S_{п.в} = D_K S_K + D_{доб} S_{доб}, \quad (1-5)$$

где $D_{п.в}$, D_K и $D_{доб}$ — расходы питательной воды, конденсата и добавочной воды, $кг/ч$;

$S_{п.в}$, S_K и $S_{доб}$ — солеосодержание питательной воды, конденсата и добавочной воды, $мг/кг$.

Общее солеосодержание питательной воды зависит от солеосодержания поступающего в турбину пара, величины присоса и качества охлаждающей воды в конденсаторе, величины присоса и качества сетевой воды в тепло-

фикационных подогревателей, содержания возвращаемого от теплового потребителя конденсата и качества добавочной воды. Питательная вода содержит главным образом натриевые соединения, хотя в ней может быть и некоторое количество солей жесткости. Для поддержания в котле допустимого содержания котловой воды необходимо величину продувки брать тем больше, чем больше содержание питательной воды. Конструктивно отбор воды для непрерывной продувки осуществляется в виде сборной трубы, размещаемой по всей длине верхнего барабана в зоне наибольших солевых концентраций. Для равномерного забора воды сборная труба по всей длине снабжается небольшими приемными отверстиями диаметром 2—3 мм, причем общее сечение всех этих отверстий не должно превышать половины сечения трубы. Отверстия указанной трубы должны быть размещены на 200—250 мм ниже нормального уровня воды в барабане, чем предусматривается самовыключение продувки в случае посадки уровня. Для предупреждения увлечения в продувку паровых пузырей при нормальном режиме скорости входа воды в приемные отверстия должны быть не более 0,1—0,15 м/сек. При небольшом количестве солей, вносимых в котел с питательной водой, удаление этих солей из котла может осуществляться не непрерывно, а периодически. Периодическая продувка котла обычно производится из нижних точек (нижний барабан, грязевики, нижние коллекторы экранов). При периодических продувках котла одновременно с солями продувочной воды удаляются шлам и другие примеси, оседающие в нижней части котла. Режим периодических продувок устанавливается в зависимости от схемы внутрикотловых устройств котла и количеств шлама, оседающего в тех или иных циркуляционных контурах котла. Продувка осуществляется через продувочные линии диаметром 20—25 мм отдельно из каждого циркуляционного контура котла. Во избежание посадки уровня воды в верхнем барабане и нарушения циркуляции одновременно может производиться продувка только одного экранного или другого циркуляционного контура, причем время открытия продувочного вентиля строго ограничивается. При длинных коллекторах экрана (более 2,0 м) для равномерного отсоса шлама по всей длине коллектора целесообразно применять заборные трубки, располагаемые в нижней части

коллектора по всей его длине. Отверстия в заборных трубах диаметром 3—5 мм размещаются на стороне, направленной к нижней части коллектора. Общее сечение всех отверстий должно составлять $F_{отв} \approx 0,5 F_{тр}$, где $F_{тр}$ — сечение заборной трубы. Каждая продувочная линия от нижних точек котла (коллектора, барабана и т. д.) должна снабжаться двумя запорными вентилями, обеспечивающими в эксплуатации необходимую плотность, исключаящую возможность самопроизвольных продувок котла.

1-3. СТУПЕНЧАТОЕ ИСПАРЕНИЕ КОТЛА С ВНУТРИБАРАБАННЫМИ ОТСЕКАМИ

Весьма эффективным методом, позволяющим снизить величину продувки в барабанных котельных агрегатах, является ступенчатое испарение. Этот метод был предложен в 1937 г. проф. Э. И. Роммом и получил в СССР очень широкое распространение. Сущность схемы ступенчатого испарения в котле состоит в том, что водяной объем и парообразующие циркуляционные контуры котельного агрегата разбиваются на два или три независимых отсека с подачей всей питательной воды лишь в первый отсек и отводом воды в продувку из последнего отсека. При такой схеме питания резко возрастает «внутренняя» продувка первого чистого отсека. Если принять паропроизводительность соленого отсека равной n_{II} , % от паропроизводительности всего котла, то, очевидно, паропроизводительность первого чистого отсека составит $(100 - n_{II})$ %. При этом «внутренняя» продувка чистого отсека, т. е. продувка котловой воды из первой части котла во вторую, должна будет обеспечить паропроизводительность второго соленого отсека котла и продувку котла, т. е. будет равна $(n_{II} + p)$ %. Следовательно, для чистого отсека котла, составляющего большую часть котла, продувка увеличится во много раз в соответствии с отношением $\frac{n_{II} + p}{p}$; в связи с этим концентрация солей котловой воды в чистом отсеке резко уменьшится и соответственно улучшится чистота пара при одной и той же влажности пара, выдаваемого этой частью котла. Для второй ступени испарения (соленого отсека) котла концентрация солей котловой воды нарастает до содержания продувочной воды. Таким образом, в водяном

объеме котла создается «химический перекос», и концентрация котловой воды в разных частях котла изменяется ступенями. При ступенчатом испарении с бесконечно большим числом отсеков увеличение солесодержания котловой воды от $S_{п.в}$ до $S_{пр}$ было бы непрерывным. Практически в котельных агрегатах схемы ступенчатого испарения выполняются чаще всего из двух или трех отсеков, причем паропроизводительность первой чистой ступени принимают большой, второй ступени — меньшей и третьей — самой маленькой с тем, чтобы нарастания солесодержания котловой воды приближались возможно более близко к теоретической кривой нарастания. Чистота пара, выдаваемого котельным агрегатом со ступенчатым испарением, определяется в основном солесодержанием пара чистого отсека, паропроизводительность которого составляет обычно 70—85% от паропроизводительности котла. Чем ниже солесодержание котловой воды в чистом отсеке, тем меньше будет содержаться примесей в паре, отводимом из барабана котла. Эффективность работы котлов со ступенчатым испарением объясняется также тем обстоятельством, что при размещении всех пароводводящих труб в чистом отсеке барабана пар из соленых отсеков с небольшими скоростями проходит значительную длину барабана над уровнем котловой воды с более низким солесодержанием и дополнительно осушается. В котельных агрегатах со ступенчатым испарением солесодержание продувочной воды может быть доведено до величин, намного превышающих величины критического солесодержания воды для аналогичных условий работы котлов без ступенчатого испарения. Вопрос о предельно допустимом солесодержании продувочной воды, при котором на экранных трубах соленого отсека отсутствуют железистые, медные и другие отложения, еще достаточно не исследован. В схемах ступенчатого испарения с внутрибарабанными солеными отсеками в эксплуатационных условиях часто имеет место повышение солесодержания котловой воды чистых отсеков значительно выше расчетных, что объясняется следующими причинами: а) перетекание воды из соленых отсеков через неплотности в перегородках и в местах крепления ее к барабану; б) переброс воды и пены из соленых отсеков через верхнюю кромку перегородки при значительном «набухании» водяного объема и большим теплообразованием; в) обратные перетекания котловой во-

ды соленых отсеков в чистый по водоперепускной трубе при повышении давления в соленых отсеках (например, при увеличении тепловой нагрузки поверхностей нагрева этих отсеков); г) перенос из соленых отсеков в чистый отсек котловой влаги вместе с паром соленых отсеков вследствие его плохой осушки. Значительное снижение переброса воды из соленого отсека в чистый достигается установкой в соленых отсеках внутрибарабанных циклонов и сливных корыт. Практика эксплуатации котлов выявила ограниченность применения внутрибарабанного ступенчатого испарения с тремя отсеками вследствие интенсивного возрастания перебрсов котловой воды. Расчеты показывают, что переброс воды между отсеками в количестве 25—30% от производительности данной ступени снижает солевую кратность между отсеками до величины 1,5—2,0, что почти полностью ликвидирует эффект ступенчатого испарения. Кроме указанных недостатков, осуществление внутрибарабанных схем с трехступенчатым испарением показало сложность их конструктивного оформления в торцах барабана, трудность монтажа и разборки при ревизиях и ненадежность в эксплуатации из-за расхождения уровней воды. Если обозначить через n_{II} в процентах от паропроизводительности котла переброс котловой воды из второй ступени испарения в чистый отсек, то по водоперепускной трубе из чистого отсека во вторую ступень испарения должен проходить следующий расход воды:

$$r_{II} + n_{II} + p, \%$$

Переток воды из чистого отсека в соленые и переток насыщенного пара из соленых отсеков в чистый отсек вызывают разность весовых уровней между отсеками, которая составляет:

$$h = \frac{\Delta p_{пп} + \Delta p_{вп}}{\gamma' - \gamma''} \cdot 10^3 \text{ мм}, \quad (1-6)$$

где $\Delta p_{пп}$ и $\Delta p_{вп}$ — сопротивления паро- и водоперепускных устройств, кг/м^2 ;

γ' и γ'' — удельный вес воды и пара, кг/м^3 .

Расхождение уровней между отсеками не должно быть более 20—50 мм, причем скорость воды в перепускной трубе принимается 0,2—0,5 м/сек. Во избежание влияния подсосывающего воздействия опускающих труб и динамического воздействия циркулирующего в чистом отсеке потока воды надо располагать входное отверстие

перепускной трубы вне зоны действия опускных труб и потоков воды. При схеме котла с двухступенчатым испарением расчетные уравнения, характеризующие баланс примесей внутри котла, вносимых с питательной водой, могут быть написаны следующим образом:

$$(100+p)S_{п.в} = (n_{II}+p)S_1 = pS_{пр}, \quad (1-7)$$

где S_1 — солесодержание котловой воды чистого отсека, мг/кг.

Значение остальных величин приведено выше. Как уже отмечалось, в результате перетоков и переброса котловой воды из соленого отсека в чистый приведенное уравнение (1-7) расчетного распределения солей по отсекам практически не подтверждается. Поэтому при внутрибарабанном выполнении соленых отсеков для приближения расчетного распределения солей по отсекам к действительному необходимо баланс солей сводить с учетом перетока и переброса котловой воды из соленого отсека в чистый. Величина переброса в процентах от паропроизводительности котла обозначается, как уже выше отмечалось, через r_{II} . Кроме того, вводится понятие «относительного переброса», представляющее собой отношение r_{II} — абсолютного переброса к паропроизводительности соленого отсека:

$$\rho = \frac{r_{II}}{n_{II}}. \quad (1-8)$$

Величина относительного переброса ρ зависит от конструктивного выполнения соленого отсека и типа установленных в нем сепарационных устройств. При тщательном выполнении перегородок и установке в соленых отсеках внутрибарабанных циклонов величину относительного переброса можно принимать равной $\rho=0,10$. При установке в соленых отсеках иных сепарационных устройств величина относительного переброса увеличивается до значения $\rho=0,15 \div 0,30$, причем меньшие значения ρ соответствуют меньшим значениям концентраций котловой воды соленых отсеков. При наличии переброса уравнение баланса вводимых и выводимых примесей следующее:

$$(100+p)S_{п.в} = pS_{пр}.$$

Уравнения, характеризующие баланс солей внутри котла для чистого отсека:

$$(100+p)S_{п.в} + r_{II}S_{пр} = (n_{II} + p + r_{II})S_1; \quad (1-9)$$

для соленого отсека:

$$(n_{II} + p + r_{II})S_1 = (p + r_{II})S_{пр}. \quad (1-10)$$

Из указанных соотношений может быть определена величина солесодержания котловой (продувочной) воды соленого отсека:

$$S_{пр} = \frac{(100+p)S_{п.в}}{p}, \text{ мг/кг.}$$

Солесодержание котловой воды чистого отсека:

$$S_1 = \frac{S_{пр}(p + r_{II})}{n_{II} + p + r_{II}}, \text{ мг/кг.} \quad (1-11)$$

Из приведенных выше уравнений может быть определена также кратность солесодержаний между соленым и чистым отсеком:

$$K = \frac{S_{пр}}{S_1} = \frac{n_{II} + p + r_{II}}{p + r_{II}} = 1 + \frac{n_{II}}{p + r_{II}}. \quad (1-12)$$

Приведенные соотношения показывают, что концентрация котловой воды чистого отсека существенно зависит от величины переброса. Солесодержание котловой воды чистого отсека особенно резко возрастает от переброса котловой воды при малых значениях продувки. В эксплуатации обычно по величине кратности конденсации между отсеками судят об эффективности работы ступенчатого испарения и о наличии переброса котловой воды. Значительная кратность концентраций свидетельствует о хорошей работе ступенчатого испарения и незначительности переброса котловой воды. Для обеспечения необходимых концентраций котловой воды чистого отсека при одной и той же величине продувки при перебросе котловой воды требуется увеличение паропроизводительности второй ступени испарения, причем тем больше, чем меньше величина продувки. Переброс и перетоки котловой воды в котлах, оборудованных внутрибарабанными солеными отсеками, являются серьезнейшими органическими недостатками указанной схемы ступенчатого испарения. Полностью ликвидировать переброс котловой воды при этих схемах ступенчатого испарения не представляется возможным. Однако, чтобы уменьшить его, можно принимать ряд конструктивных мероприятий. Для того чтобы ликвидировать обратные

толчки через водоперепускную трубу, целесообразно развивать емкость этой линии путем увеличения длины трубы. Значительное снижение пересброса воды из соленого отсека в чистый достигается установкой в соленых отсеках внутрибарабанных циклонов, так как они способствуют уменьшению «набухания» водяного объема и вспенивания котловой воды. Перегородки между отсеками следует располагать лишь в водяном объеме барабана, поднимая их над максимальным уровнем воды в чистом отсеке на 150—200 мм в зависимости от диаметра барабана. Увеличение высоты перегородки между чистым и соленым отсеками приводит к уменьшению парового окна и увеличению величины сопротивления по паровой стороне $\Delta p_{\text{пл}}$. Это понижает весовой и, следовательно, действительный уровень в соленом отсеке. Однако допускать значительное сопротивление пароперепускного окна и водоперепускных труб не следует, так как опускание уровня далее определенного предела может вызвать кавитацию в опускных трубах отсека и соответственно пережоги труб соленого экрана. Скорости пара в пароперепускном окне не должны превышать величины 2—2,5 м/сек (для среднего давления). Скорости воды в водоперепускной трубе должны быть не выше 0,5—0,6 м/сек. При внутрибарабанных соленых отсеках питание котла нормально контролируется по уровню воды в чистом отсеке, на котором обязательна установка двух водоуказательных приборов. В соленых отсеках также должны быть установлены водоуказательные приборы, по одному на каждый отсек. Указанные приборы устанавливаются не для постоянного контроля, а для периодического наблюдения за опусканием уровня в соленом отсеке при пуске и наладке работы котла.

1-4. СТУПЕНЧАТОЕ ИСПАРЕНИЕ КОТЛА С ВЫНОСНЫМИ ЦИКЛОНАМИ

Начиная с 1946 г. в Советском Союзе на котлах с естественной циркуляцией стали успешно применять отдельные экранные контуры, включенные непосредственно не в барабан котла, а на вынесенные вертикальные центробежные сепараторы пара. Нашедшие в дальнейшем широкое применение указанные вертикальные сепараторы пара, именуемые в настоящее время обычно выносными циклонами, позволили наиболее эффективно и

совершенно в конструктивном отношении оформить солевые отсеки в отдельных экранных контурах, полностью вынесенных из барабана котла. При таких соленых отсеках с выносными циклонами могут практически полностью быть ликвидированы перетоки и переброс котловой воды из соленых отсеков в барабан котла. Продувка из барабана осуществляется по питательной линии

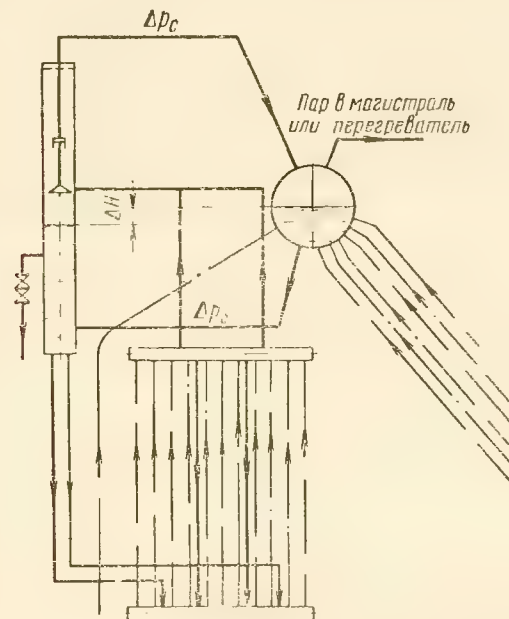


Рис. 1-1. Схема выносного соленого отсека с выдачей всего пара в барабан котла.

к каждому отдельному выносному циклону. При сравнительно больших сопротивлениях (порядка 100—150 кг/м²) и достаточно большой емкости указанной линии котловая вода соленого отсека не достигает барабана даже при значительном кратковременном повышении давления в выносном циклоне. При работе в определенных заданных условиях выносные циклоны отличаются высокой эффективностью отделения влаги и выдают пар с влажностью, значительно меньшей, чем барабаны котла. Все эти обстоятельства позволяют держать солесодержание котловой воды в выносных соле-

ных отсеках значительно более высоким, чем во внутрибарабанных соленых отсеках, без какого-либо ухудшения качества пара, выдаваемого котлом. Выносные соленые отсеки могут иметь различные схемы соединения с паровым объемом чистого контура котла. Обычно подвод питательной воды в выносные соленые отсеки производится одной трубой из нижней части чистого отсека

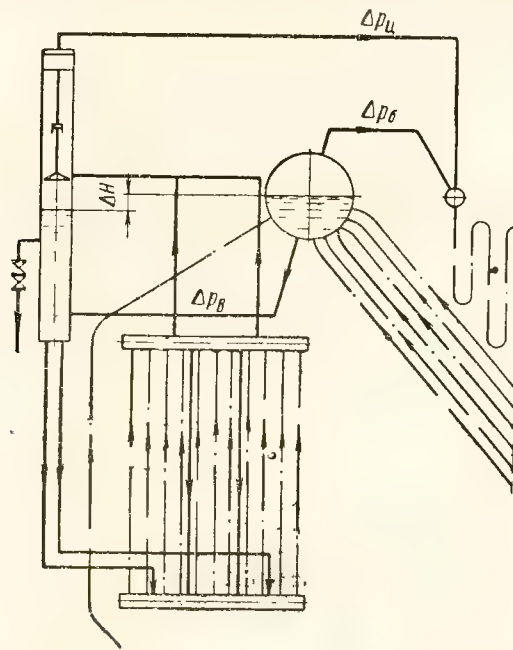


Рис. 1-2. Схема выносного соленого отсека с выдачей пара параллельно барабану котла.

барабана. Скорости воды в питательной линии принимаются в пределах 0,5—0,7 м/сек. На рис. 1-1 приведена схема выносного соленого отсека, при котором весь пар, получаемый в циклонах, направляется в основной барабан. При необходимости пар может быть подведен под уровень воды в барабане для промывки его котловой водой чистого отсека. В котлах высокого давления (до 155 ат) пар из выносного соленого отсека подводится вместе с паром чистого отсека под общий паропромысловый щит в барабане. При реконструкции существ-

вующих котлов низкого и среднего давления, имеющих барабаны небольших диаметров, успешно применяются схемы (рис. 1-2) с выдачей пара из циклонов непосредственно в сборный коллектор пароперегревателя, помимо барабана котла. Такая схема включения позволяет полностью разгрузить барабан и циркуляционную систему котла от всего дополнительного количества пара, получаемого в отдельных экранах, включенных на выносные циклоны. Как уже отмечалось, выносные соленые отсеки обладают следующими преимуществами перед внутрибарабанными: а) отсутствие обратного потока и переброса котловой воды; б) возможность значительного повышения солесодержания котловой воды в соленом отсеке; в) улучшение условий работы барабана (уменьшение удельной нагрузки парового объема). Вопрос о необходимой паропроизводительности соленого отсека при выполнении его выносным определяется теми же соображениями, как при внутрибарабанном исполнении, однако при схемах с выдачей пара из циклонов параллельно барабану, которые применяются при реконструкции котлов низкого и среднего давления со значительным повышением их паропроизводительности, мощность выносных соленых отсеков определяется исключительно конструктивными соображениями. При модернизации таких котлов паропроизводительность соленых экранов в некоторых случаях может достигать 50% и более от общей производительности. В этом случае подача всей питательной воды в барабан котла, являющийся чистым отсеком, не применяется, так как огромная кратность солесодержания между чистым и соленым отсеком может приводить к недопустимо высокому содержанию фосфатов и железа, поступающих в барабан вместе с питательной водой. Высокое содержание этих веществ в котловой воде вызывает появление «вторичных» фосфатно-железистых накипей в экранах соленых отсеков. В связи с этим подвод питательной воды для таких выносных отсеков должен осуществляться, как это указано на рис. 1-3. В барабан подводится лишь часть питательной воды, и остальная часть воды подводится непосредственно в выносные циклоны. Установка дроссельных шайб и вентилей на подводе питательной воды к выносным циклонам позволяет регулировать в необходимых пределах продувку барабана, сохраняя ее в обычных пределах от общей паропроизводительности

сти котла (15—20%). Вся дополнительная питательная вода может добавляться в этот контур непосредственно из питательной магистрали. В соленые отсеки целесообразно в первую очередь включать боковые, а затем фронтальные экраны и в случае необходимости и задние, причем целесообразно продувку этих экранов осуществлять последовательно, т. е. часть экранов, например боковые, включать во вторую ступень испарения,

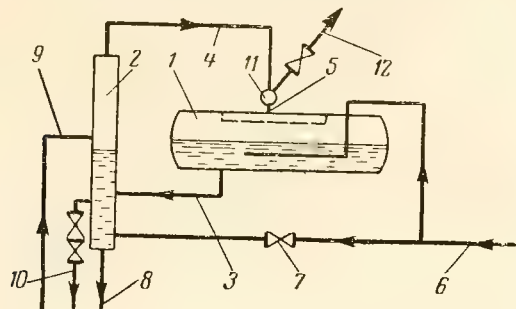


Рис. 1-3. Схема питания экранных контуров с выносными циклонами продувочной и питательной водой из магистрали.

1 — барабан котла; 2 — выносной циклон; 3 — водо-подводящая линия от барабана; 4 — паровая линия от циклона до сборного коллектора; 5 — паровая линия от барабана до коллектора; 6 — подвод питательной воды после экономайзера; 7 — регулирующий вентиль на подводе питательной воды к цикло-ну; 8 — опускные трубы к экрану; 9 — отводящие трубы от экранов; 10 — непрерывная продувка; 11 — сборный коллектор пара; 12 — отвод пара из коллек-тора.

а остальные экраны, например часть боковых или фронтальных экранов, включать в третью ступень испарения. Этим самым значительно упрощается схема работы и обслуживания котельного агрегата. Выбор двух- или трехступенчатой схемы испарения при выносных соленых отсеках определяется исключительно величинами допустимого солевого содержания котловой воды чистого и соленых отсеков, а также величиной непрерывной продувки котла, которая должна быть минимальной. Расчет ступенчатого испарения при выносных соленых отсеках может производиться с учетом полного отсутствия переброса и обратного перетока котловой воды. Уравнение, характеризующее баланс солей внутри котла при отсутствии переброса для схемы двухступенчатого ис-

парения, можно записать следующим образом:

$$(100+p)S_{п.в}=(n_{II}+p)S_I=pS_{пр}; \quad (1-13)$$

баланс солей для схемы с трехступенчатым испарением соответственно может быть написан:

$$(100+p)S_{п.в}=(n_{III}+n_{II}+p)S_I= \\ = (n_{III}+p)S_{II}=pS_{пр}. \quad (1-14)$$

Из указанных уравнений могут быть найдены основные соотношения между продувкой и солевым содержанием котловой, питательной воды в соленых отсеках при различных паропроизводительностях последних. Ниже в табл. 1-2 приведены основные соотношения солевого содержания воды в отсеках для двух- и трехступенчатого испарения с выносными циклонами.

Очень распространенной схемой, применяемой котельными заводами, особенно для котлов высокого давления, является двух- или трехступенчатая схема испарения, в которой последняя ступень испарения выполнена в виде выносного отсека. При трехступенчатой схеме вторая ступень выполняется внутрибарабанной. Такая комбинированная схема ступенчатого испарения должна рассчитываться с учетом переброса котловой воды r_{II} только из второй ступени испарения в чистый отсек. Кроме общего уравнения баланса для примесей, вводимых и выводимых из котла:

$$(100+p)S_{п.в}=pS_{пр},$$

могут быть написаны уравнения, характеризующие баланс солей внутри котла:

для чистого отсека

$$(100+p)S_{п.в}+r_{II}S_{II}=(n_{II}+n_{III}+p+r_{II})S_I. \quad (1-15)$$

для второй ступени испарения

$$(n_{II}+n_{III}+p+r_{II})S_I=(n_{II}+p+r_{II})S_{II}; \quad (1-16)$$

для третьей (выносной) ступени испарения

$$(n_{III}+p)S_{II}=pS_{пр}. \quad (1-17)$$

Из указанных уравнений могут быть определены следующие величины:

Наименование	Без ступенчатого испарения	Двухступенчатое испарение	Трехступенчатое испарение
Продувка p , %	$\frac{100 S_{п.в}}{S_I - S_{п.в}}$	$\frac{100 S_{п.в}}{S_{II} - S_{п.в}}$	$\frac{100 S_{п.в}}{S_{III} - S_{п.в}}$
Солеcодержание в чистом отсеке (ба- рабана) S_I , мг/кг	$\frac{S_{п.в} (100+p)}{p}$	$\frac{S_{п.в} (100+p)}{(n_{II} + p)}$	$\frac{S_{п.в} (100+p)}{(n_{III} + n_{II} + p)}$
Солеcодержание во второй ступени S_{II} , мг/кг	—	$\frac{S_{п.в} (100+p)}{p}$	$\frac{S_{п.в} (100+p)}{n_{III} + p}$
Солеcодержание в третьей ступени S_{III} , мг/кг	—	—	$\frac{S_{п.в} (100+p)}{p}$
Кратность солеcодержаний $K = \frac{S_{пр}}{S_I}$	—	$\frac{n_{II} + p}{p}$	$\frac{n_{III} + n_{II} + p}{p}$

солесодержание продувочной воды (котловой воды третьей ступени)

$$S_{\text{пр}} = \frac{(100 + p) S_{\text{п.в}}}{p}, \text{ мг/кг};$$

солесодержание котловой воды второй ступени

$$S_{\text{II}} = \frac{p S_{\text{пр}}}{n_{\text{II}} + p}, \text{ мг/кг}; \quad (1-18)$$

солесодержание котловой воды в чистом отсеке

$$S_{\text{I}} = \frac{(n_{\text{II}} + p + r_{\text{II}}) S_{\text{II}}}{(n_{\text{II}} + n_{\text{III}} + p + r_{\text{II}})}, \text{ мг/кг}. \quad (1-19)$$

При питании выносных циклонов также и питательной водой из магистрали (см. рис. 1-3) уравнения, характеризующие баланс солей внутри котла, имеют следующий вид:

для двухступенчатого испарения

$$(100 + p) S_{\text{п.в}} = (n_{\text{II}} + p - x) S_{\text{I}} + x S_{\text{п.в}} = p S_{\text{пр}}; \quad (1-20)$$

для трехступенчатого испарения

$$\begin{aligned} (100 + p) S_{\text{п.в}} &= (n_{\text{III}} + n_{\text{II}} + p - x) S_{\text{I}} + x S_{\text{п.в}} = \\ &= (n_{\text{III}} + p) S_{\text{II}} = p S_{\text{пр}}, \end{aligned} \quad (1-21)$$

где x — количество питательной воды, поступающей во вторую ступень испарения непосредственно из питательной магистрали в процентах от общей лапропроизводительности котла. Остальные обозначения такие же, как во всех приведенных выше выражениях (табл. 1-2).

ГЛАВА ВТОРАЯ

СЕПАРАЦИОННЫЕ УСТРОЙСТВА

2-1. ОСНОВНЫЕ ВНУТРИБАРАБАННЫЕ СЕПАРАЦИОННЫЕ СХЕМЫ КОТЛОВ

Реконструкция испарительных контуров котла вызывает изменения паровой нагрузки и солесодержания котловой воды в барабане. Указанные изменения требуют проверки работы парового объема барабана и существ-

вующих сепарационных устройств в новых условиях. Паровой объем барабана является хорошей осадительной камерой, поэтому все потоки пара должны быть организованы так, чтобы они равномерно заполняли все продольное сечение барабана, двигаясь при этом снизу вверх. Старые конструкции сепарационных устройств (например, швеллерковые щитки) сильно загромождают паровой объем, практически совершенно не используя осадительную сепарацию парового объема. Влажность пара после прохождения этих устройств остается достаточно высокой. Это объясняется тем, что пар в них движется с большими скоростями, что создает значительное гидравлическое сопротивление, которое затрудняет отвод скопившейся в них влаги. В конечном итоге в этих сепарирующих устройствах и происходит повышенный захват капелек потоком пара. В современных барабанных котлах в первую очередь стремятся создать благоприятные условия для естественной осадительной сепарации пара в паровом объеме барабана. Стремление создать благоприятные условия для естественной сепарации привело к тому, что в современных конструкциях сепарационных устройств скорости, а следовательно, и гидравлические сопротивления невелики и отсепарированная влага из них легко дренируется. Подвод пароводяной смеси в барабан в зависимости от типа котла осуществляется в водяной или паровой объемы барабана. Подводы должны выполняться равномерно распределенными по всей длине барабана, как, например, от труб котельного пучка, фронтального и заднего экранов. Однако очень часто подводы от экранов выполняются концентрированными, как, например, от верхних коллекторов боковых экранов старого типа котлов, или от верхних коллекторов экранов блочных котлов, в которых из-за требований блочности все экраны, включая фронтальные и задние, снабжаются верхними коллекторами. Тип и конструкция ввода пароводяной смеси в значительной мере определяют целесообразность применения тех или иных сепарационных устройств. Окончательный выбор сепарационной схемы внутри барабана производится с учетом качества питательной воды, расчетов и выбора той или иной схемы внутрикотловых устройств (ступенчатого испарения и непрерывной продувки). При этом следует учитывать, что различные сепарационные схемы внутри барабана могут обеспечивать различные

значения концентраций котловой воды в барабане, и тем самым выбор сепарационной схемы может решающим образом влиять на выбор оптимальной схемы внутрикотловых устройств. Во всех сепарационных схемах внутри барабана для котлов среднего давления независимо от выбора тех или иных сепарирующих элементов и устройств является необходимой установка верхнего пароприемного потолка, обеспечивающего равномерную по длине барабана работу парового объема (рис. 2-1). Осо-

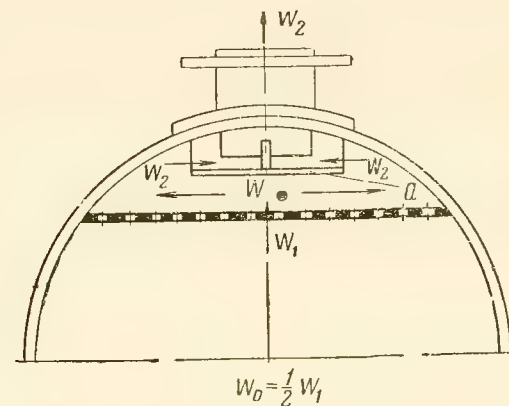


Рис. 2-1. Схема установки дырчатого пароприемного потолка в барабане.

бенно большое значение установка пароприемного дырчатого щита имеет в том случае, когда отвод пара из барабана производится небольшим числом труб. В конструкциях котлов с большим числом пароотводящих труб к перегревателю расположение отверстий в пароприемном дырчатом щите делается равномерным. Для успешной работы пароприемного дырчатого потолка необходимо прежде всего правильно выбрать скорость пара в его отверстиях w_1 и тем самым обеспечить достаточное гидравлическое сопротивление его, что способствует равномерному распределению пара в паровом объеме барабана. Эта скорость должна быть близка к скорости в пароотводящих трубах w_2 и во всяком случае не должна быть ниже $0,7—0,8 w_2$. Для среднего давления скорости пара в дырчатом потолке могут составлять $w_1 = 8—12$ м/сек и не должны превышать 20 м/сек. Для

котлов высокого давления $\omega_1 = 6 \div 8$ м/сек. При выборе суммарного сечения отверстий диаметр последних рекомендуется выбирать в пределах 8—10 мм. При подсчете числа отверстий следует учитывать зазоры между отдельными листами потолка, величину которых можно принимать эквивалентной площади параллельного ряда отверстий. Пароприемный потолок следует устанавли-

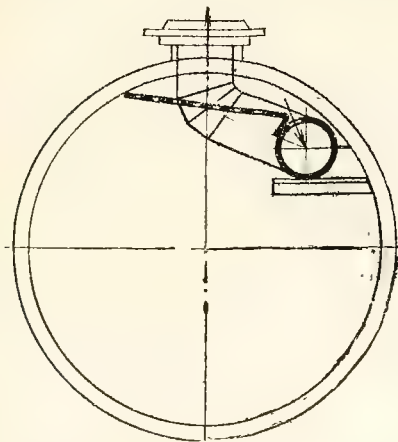


Рис. 2-2. Схема установки дырчатого потолка и трубы.

вать возможно выше, но, однако, таким образом, чтобы продольные скорости пара над щитом были не менее чем в 2 раза ниже скоростей пара в отверстиях щита. При установке пароприемного потолка в барабане не следует объединять его с какими-либо другими частями сепарационной схемы. Пароприемный потолок следует выполнять из отдельных секций, которые можно проносить через лазы в барабан. Секции должны укладываться на угольники и крепиться при помощи болтов или «точечной» сварки. При местном отводе пара из барабана небольшим количеством труб с большой скоростью следует оставлять в потолочном дырчатом листе против отверстий этих труб глухие участки диаметром на 50—100 мм больше, чем внутренний диаметр пароотводящей трубы. При большом диаметре барабана вместо этого под указанными пароотводящими трубами можно устанавливать глухие листы *a* над потолочным щитом, которые также устраняют влияние местных высокоскоростных потоков пара (см. рис. 2-1). Однако в этом случае весь пароприемный потолок опускается значительно ниже, что вызывает потерю высоты парового объема барабана. При отводе пара из барабана одним или несколькими штуцерами с большой скоростью пара в них дырчатый пароприемный потолок не сможет обес-

печить равномерность работы парового объема барабана. В этом случае паросборное устройство целесообразно выполнить из двух последовательно включенных элементов: пароприемного дырчатого потолка и паросборной трубы, всасывающей пар из пространства над потолком. Потолок выполняется с обычным равномерным расположением отверстий, а труба снабжается отверстиями, размещенными на ней с переменным по длине шагом, чем обеспечивается равномерность отсоса пара по длине трубы. Чтобы избежать потери высоты сепарационно-активного парового объема, целесообразно паросборную трубу располагать под пароприемным потолком (рис. 2-2). Среднюю скорость пара в отверстиях трубы принимают для котлов среднего давления в пределах 6—15 м/сек. Увеличение шага отверстий по длине трубы практически выполняется не непрерывным, а усредненным по группам, например, от глухого торца трубы принимается пять шагов по 40 мм, затем пять шагов по 50 мм, дальше пять шагов по 60 мм и т. д., с увеличением на 10 мм на каждую группу. Диаметр отверстий в трубе может приниматься в пределах 10—25 мм. Потеря давления в пароприемном потолке может быть определена по формуле

$$\Delta p = \xi_1 \frac{\omega^2}{2g} \gamma_n, \text{ кг/м}^2, \quad (2-1)$$

где ω — скорость пара перед пароприемным потолком, м/сек;

γ_n — удельный вес пара, кг/м³;

ξ_1 — коэффициент сопротивления потолка или шайбы, отнесенный к скорости движения пара перед потолком или шайбой.

Коэффициент сопротивления ξ_1 может быть определен по формуле

$$\xi_1 = \left[\frac{F}{F_1} - 1 + 0,707 \frac{F}{F_1} \sqrt{1 - \frac{F_1}{F}} \right], \quad (2-2)$$

где F — сечение для прохода пара перед пароприемным потолком;

F_1 — общее сечение отверстий в пароприемном потолке.

На рис. 2-3,а построен график зависимости ξ_1 от отношения сечений F_1/F . Как видно из графика, коэффи-

цент сопротивления ξ_1 сильно возрастает с уменьшением живого сечения потолка. При установке в трубопроводе диаметром D дроссельной шайбы диаметром d коэффициент сопротивления шайбы $\xi_{ш}$ может быть определен по графику (рис. 2-3, б), где для удобства пользования по оси абсцисс отложены отношения диаметров d/D . Перепад давления в отверстиях дырчатого потолка практически удобно подсчитывать по скорости пара w_1 в отверстиях потолка. В этом случае формула (2-1) может быть написана следующим образом:

$$\Delta p = \xi_2 \frac{w_1^2}{2g} \gamma_{п}, \text{ кг/м}^2, \quad (2-3)$$

где коэффициент сопротивления ξ_2 отнесен к скорости пара в отверстиях w_1 .

При заданном отношении F_1/F значение коэффициента сопротивления ξ_2 может быть определено по данному значению коэффициента ξ_1 путем соответствующего пересчета по формуле

$$\xi_2 = \xi_1 \left(\frac{F_1}{F} \right)^2.$$

На графике (рис. 2-3, в) дана зависимость коэффициента сопротивления ξ_2 от отношения F_1/F . Как видно из графика, при изменении F_1/F от 0,1 до 0,4 коэффициент сопротивления ξ_2 изменяется в пределах от 2,5 до 1,30.

Основные соображения при выборе способа ввода в барабан и распределения питательной воды сводятся к тому, чтобы исключить возможность опасных с точки зрения коробления и хрупких разрушений местных охлаждений металла барабана относительно холодной питательной водой, а также получить желательный устойчивый химический перекоп, используемый для увеличения солесодержания продувочной воды, и использовать влияние той или иной схемы подачи питательной воды на повышение устойчивости циркуляции. Штуцера ввода питательной воды во избежание опасных местных охлаждений металла барабана следует выполнять с паровыми рубашками. При малом числе подводов воды в барабан рациональным устройством распределения не доведенной до кипения питательной воды в барабанах паровых котлов являются напорные водораспределительные трубы, размещаемые либо в водяном объеме

барабана, либо в паровом пространстве над уровнем воды в барабане. В паровом пространстве трубы устанавливаются, когда желателен дополнительный подогрев питательной воды за счет конденсации пара в паровом пространстве. Если трудно обеспечить самокомпенсацию распределительного устройства для воды внутри барабана, его можно секционировать по числу вводов. Для очистки водораспределительных труб от накипи и шлама их можно снабжать штуцерами с глухими фланцами. Над водораспределительными трубами устанавливается дополнительный направляющий козырек той или иной формы, предупреждающий попадание капелек и брызг воды в верхнюю часть барабана. Вне зависимости от числа и места расположения точек подвода воды к барабану водораспределительные трубы располагают вдоль по всей длине отвода пара из сепарационно-активного объема барабана и рассчитывают как раздающий коллектор при максимальной кратковременной подаче ее, равной:

$$g_{\text{макс}} = Dk,$$

где D — паропроизводительность котла, $t/ч$;

3*

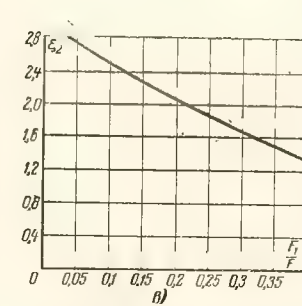
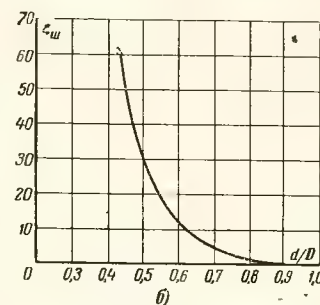
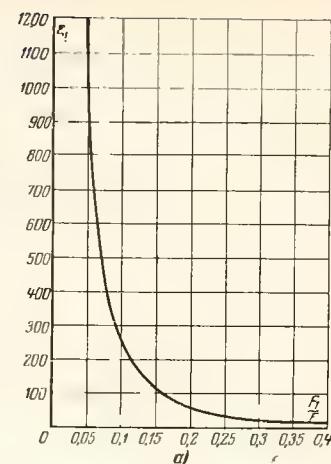


Рис. 2-3. Графики зависимости коэффициента сопротивления ξ от отношения размеров канала после и до сужения.

а — от отношения F_1/F ; б — от отношения d/D ; в — от отношения F_1/F , отнесенного к скорости в отверстиях.

$k=1,5$ — коэффициент, учитывающий продувку и кратковременное превышение расхода воды при усилениях питания.

Удовлетворительное распределение воды по длине трубы может быть получено, если максимальная продольная скорость воды в самой трубе будет в 2 раза

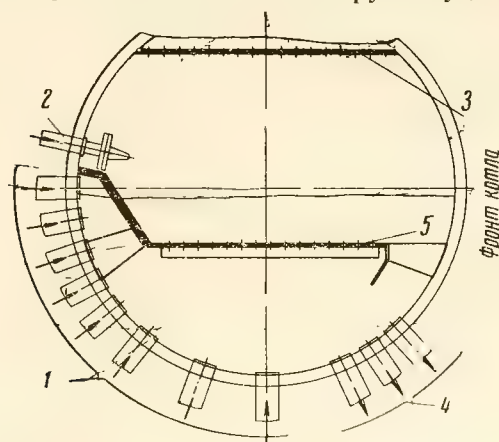


Рис. 2-4. Сепарационная схема с погруженным дырчатым щитом и пароприемным потолком.
1 — трубы, подводющие пароводяную смесь; 2 — подвод питательной воды; 3 — пароприемный дырчатый потолок; 4 — опускные трубы; 5 — погруженный дырчатый щит.

или более меньше скорости в отверстиях. Скорость воды в отверстиях допускается до 4 м/сек (при максимальной подаче), однако при этом струи питательной воды не должны достигать противоположной стенки барабана котла. Диаметр отверстий во избежание засорения их шламом не рекомендуется принимать менее 10 мм . При большем числе подводов питания и при кипении воды в экономайзере может быть применен открытый сброс воды на зеркало испарения с помощью щелевых насадков, устанавливаемых по длине барабана, причем скорость воды в щели принимается до 2 м/сек . Следует отметить, что при значительном кипении воды в экономайзере применение водораспределительных труб нежелательно из-за возможности возникновения гидравлических ударов и неравномерного распределения двухфазной среды по отверстиям. В сепарационных схемах с внутрибарабанными циклонами питательную воду це-

лесообразно, особенно при значительном кипении воды в экономайзере, направлять в общий короб пароводяной смеси, к которому подключаются циклоны. Подача фосфатов производится в чистый отсек барабана через напорную распределительную трубу небольшого диаметра ($25\text{—}50 \text{ мм}$) с мелкими отверстиями (диаметром $3\text{—}5 \text{ мм}$) по длине трубы. Суммарное сечение отверстий определяется из условия, что скорость в отверстиях должна быть не менее чем в 2 раза выше продольной скорости в самой трубе. Распределительную трубу для фосфатов следует размещать в нижней части барабана вблизи опускных труб, отверстиями вниз с тем, чтобы процесс доумягчения воды, связанный с выпадением шлама, происходил в опускной системе котла. Струи фосфатного раствора не должны направляться в трубы, питающие выносные циклоны, или в трубы непрерывной продувки. Для улучшения распределения фосфатного раствора по барабану котла ОРГРЭС рекомендует раствор фосфата вводить в одну из труб ввода питательной воды. В этом случае ввиду большого количества воды распределительная дырчатая труба работает лучше и обеспечивается равномерное распределение раствора фосфата по длине барабана. Кроме того, в этом случае снижается опасность появления температурных неравномерностей в штуцере ввода фосфатного раствора, так как подача питательной воды производится непрерывно. На рис. 2-4 изображена сепарационная схема с погруженным дырчатым щитом и пароприемным потолком. Над щитом подводится питательная вода, так что пар, поднимающийся сквозь отверстия, барботируется через слой воды с меньшим содержанием солей, чем в котловой воде. Для беспрепятственного слива воды между щитом и барабаном оставляют свободный проход шириной $150\text{—}200 \text{ мм}$. Однако указанный размер должен проверяться расчетом и обеспечивать сток воды из верхней полости (над дырчатым щитом) в нижнюю полость к опускным трубам. Проверку следует проводить на пропуск всей питательной и котловой воды, проходящей в верхнюю полость вместе с паром, причем количество котловой воды следует принимать в 2 раза больше количества пара, проходящего через щит. Скорость воды в щели должна приниматься не выше $0,1\text{—}0,15 \text{ м/сек}$. Подвод питательной воды может осуществляться, как уже отмечалось, в паровой объем или в во-

дной объем над утопленным щитом. Схема движения пара получается очень простая — одноходовой поток пара, поднимающийся всем горизонтальным сечением барабана вверх. Следует отметить, что применение сепарационной схемы с погруженным щитом целесообразно для котлов, питаемых конденсатом с незначительной добавкой очищенной воды, а также для сепарации пара чистого отсека при наличии ступенчатого испарения, т. е. для случаев, когда концентрация солей в котловой воде барабана не превышает 1500 мг/кг. При более высоких солевых содержаниях котловой воды применение этой схемы ограничивается интенсивным пенообразованием вследствие барботажа пара. Дырчатый погруженный щит выполняет роль «уравнительного дросселя», выравнивая нагрузки зеркала испарения по сечению барабана. Под погруженным дырчатым щитом в результате создаваемого им гидравлического сопротивления образуется паровая подушка, что выравнивает распределение пара по сечению щита, а тем самым и в паровом объеме барабана. Во избежание прорыва пара, помимо щита, погруженный щит должен быть со всех сторон огражден гидрозатворами высотой не менее 150 мм. Следует отметить, что движущей силой для прохода пара через отверстия дырчатого листа является не разность давлений, а разность удельных весов пара и воды. Так как эта разность для каждого давления составляет постоянную величину, то ей соответствует определенная «оптимальная» скорость прохода и определенный расход пара через отверстия дырчатого листа. Указанной скорости соответствует и определенная высота паровой подушки под листом. Если сечение отверстий слишком велико, дырчатый лист не обеспечит равномерного распределения пара. Наоборот, если сечение отверстий мало, под листом образуется слишком толстая паровая подушка и пар будет прорываться из-под гидрозатворов дырчатого щита. Погруженный дырчатый щит располагают на расстоянии 50—100 мм ниже наивысшего уровня воды в барабане. Диаметр отверстий принимается 10—12 мм. Меньшие отверстия могут затягиваться шламом. Количество отверстий определяют в зависимости от скорости пара в них. На рис. 2-5 приводится зависимость скорости пара в отверстиях погруженного щита от давления пара по данным ВТИ. Для среднего давления пара (30—45 ат) скорость пара в отверстиях рекомендуется

принимать равной 3,0—3,5 м/сек, а для высокого давления (110—155 ат) — 1,0—1,5 м/сек. Как правило, отверстия на щите располагаются равномерно. Наиболее простыми в изготовлении являются горизонтальные щиты. Во избежание возможного перекоса они требуют тщательной установки в строго горизонтальном положении. Собирается дырчатый щит из отдельных секций с приваренными нижними ребрами жесткости, одновременно играющими роль перегородок, секционирующих паровую подушку. Отдельные секции щита укладываются рядом на опорные элементы, причем между этими секциями допускается зазор, эквивалентный одному ряду отверстий, параллельных этому зазору. В случае применения схемы с погруженным дырчатым щитом в барабане с боковым подводом пароводяной смеси должна быть обеспечена плотность бокового глухого листа, направляющего пар под погруженный дырчатый щит (рис. 2-6). При таком подводе пара под дырчатый лист подушка со стороны подачи пара неизбежно окажется большей высоты, а следовательно, и скорости прохода пара через ближайшие отверстия к месту подачи пара неизбежно будут больше, чем через далеко расположенные отверстия, поэтому при ширине щитов свыше 660 мм целесообразно устанавливать дырчатые листы ЦКТИ с раздающими коробами. Пар, проходя в эти короба, раздается на стороны под дырчатые листы. Короба должны располагаться друг от друга на расстоянии не более 300—400 мм с тем, чтобы можно было выполнять их в виде готовых секций, полностью проходящих в лаз барабана. При чрезмерно низком расположении утопленного щита и большой скорости пара в отверстиях создается значительная толщина паровой подушки под щитом. В этом случае высота воды над опускаемыми тру-

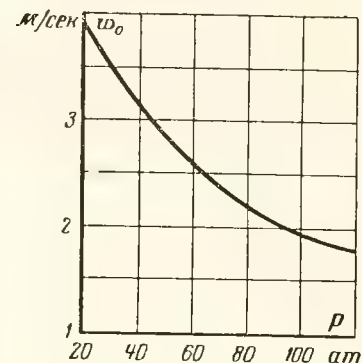


Рис. 2-5. Зависимость скорости пара в отверстиях погруженного щита от давления пара.

быть обеспечена плотность бокового глухого листа, направляющего пар под погруженный дырчатый щит (рис. 2-6). При таком подводе пара под дырчатый лист подушка со стороны подачи пара неизбежно окажется большей высоты, а следовательно, и скорости прохода пара через ближайшие отверстия к месту подачи пара неизбежно будут больше, чем через далеко расположенные отверстия, поэтому при ширине щитов свыше 660 мм целесообразно устанавливать дырчатые листы ЦКТИ с раздающими коробами. Пар, проходя в эти короба, раздается на стороны под дырчатые листы. Короба должны располагаться друг от друга на расстоянии не более 300—400 мм с тем, чтобы можно было выполнять их в виде готовых секций, полностью проходящих в лаз барабана. При чрезмерно низком расположении утопленного щита и большой скорости пара в отверстиях создается значительная толщина паровой подушки под щитом. В этом случае высота воды над опускаемыми тру-

бами может оказаться недостаточной, что приведет к вскипанию воды на входе в опускающие трубы и может вызвать соответствующие циркуляционные неполадки в экранных трубах. Это является серьезным недостатком сепарационной схемы с погруженным дырчатым щитом, особенно в котлах повышенного давления, в связи с чем в этой схеме требуется относительное увеличение

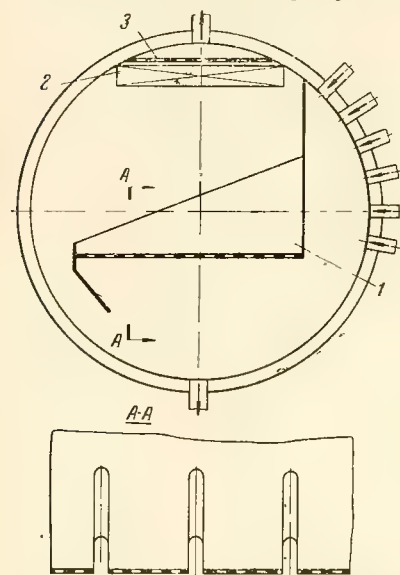


Рис. 2-6. Погруженный щит при боковом подводе пароводяной смеси.
1 — погруженный щит; 2 — жалюзийный сепаратор; 3 — пароприемный потолок.

сечения опускающих труб и малых расчетных скоростей воды в них. Этим и объясняется, почему схемы с погруженным дырчатым щитом находят весьма ограниченное применение на котлах повышенного давления. В схемах с погруженным щитом проверка отсутствия кавитации в опускающих трубах должна производиться не от уровня воды над щитом, а от низа паровой подушки под щитом. При подводе пароводяной смеси в паровой объем барабана в некоторых случаях могут успешно применяться различные типы отбойных щитков (рис. 2-7). Наиболее простыми по выполнению являются схема а с отбойными щитками и схемы б и в с щелевыми отбойными щитами. Эти схемы для котлов среднего давления могут обеспечивать выдачу чистого пара при концентрации котловой воды в барабане не выше 1200—1500 мг/кг, т. е. применение указанных схем ограничивается котлами, работающими на питательной воде с низким содержанием, а также чистыми отсеками барабана при применении в котле ступенчатого испарения. Отбойные щитки являются простейшим сепарационным устройством. При ударе о них кинетическая энергия струи пароводяной смеси падает, скорость пара

уменьшается и происходит отделение основной массы воды от пара. Для того чтобы при этом образовалось небольшое количество мелких капелек, движение потока пара должно быть плавным; с этой целью щитки желательнее устанавливать под углом не менее 45° к оси пароводящей трубы. Основную плоскость щитка рекомендуется располагать на расстоянии не менее двух диаметров трубы с тем, чтобы скорость пара снижалась, прежде чем струя достигнет плоскости щитка и тем самым уменьшится возможность срыва пленки влаги. Ширина выходной щели между рядами щитков при среднем давлении должна быть рассчитана на скорости пара порядка 1—1,5 м/сек с тем, чтобы поток пара не вызывал значительного дробления влаги, стекающей со щитка, и не увлекал за собой также крупных капель. При установке щелевых щитов следует обеспечивать плотность сварного соединения верхнего козырька щита с телом барабана. При невысоких скоростях ввода пароводяной смеси в барабан (1,0—1,5 м/сек) и равномерном распределении ее по длине барабана щелевые щиты работают вполне удовлетворительно. Обязательным условием хо-

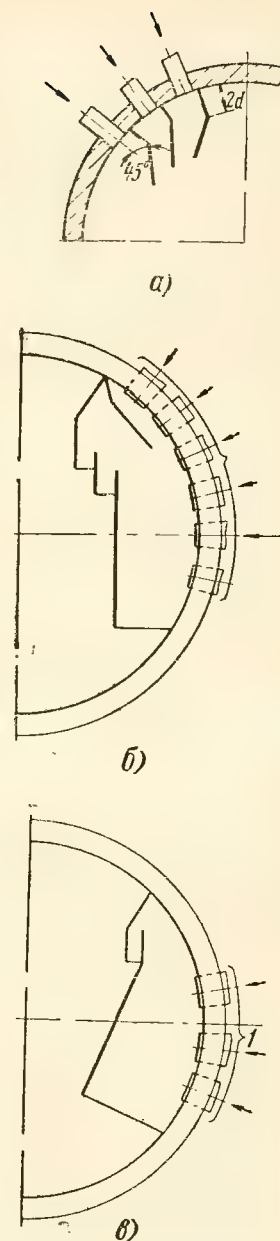


Рис. 2-7. Сепарационные схемы с отбойными щитками.
а — наклонными в паровом объеме; б — вертикальными, погруженными в воду; в — наклонными, погруженными в воду.

рошей их работы является отсутствие прямого попадания струй пароводяной смеси как в самую щель, так и на верхний козырек щита. Если струи такого нежелательного направления имеются, то до основного щелевого щита необходимо устанавливать дополнительные отбойные щитки. Допустимая скорость пара в щели для среднего давления составляет $0,7\text{--}1,0\text{ м/сек}$. Скорость пара в подъемном потоке на подходе к основной щели принимается порядка $0,5\text{ м/сек}$. Нижний лист щита и его глухие торцевые листы должны быть погружены в котловую воду с образованием надежного гидрозатвора. Применение в котлах индивидуальных циклонных козырьков ВТИ не нашло какого-либо распространения из-за сложности их изготовления и установки. Также не применяется установка наклонных щитов по схеме ЦКТИ, так как эффективность работы этой схемы не велика, но при установке таких щитов средняя часть барабана очень загромождается, что затрудняет осмотр и проверку на плотность всего сепарационного устройства. Наиболее эффективной сепарационной схемой в котлах среднего давления является схема с внутрибарабанными циклонами. Применение циклонной сепарации в барабане позволяет использовать с наибольшим эффектом кинстическую энергию мощных концентрированных вводов пароводяной смеси в барабан. Как показывает эксплуатационная практика, концентрация котловой воды в барабане при установке циклонной сепарации может быть доведена до $4\,000\text{--}5\,000\text{ мг/кг}$ без какого-либо ухудшения качества выдаваемого пара. В связи с этим применение циклонной внутрибарабанной сепарации является необходимым при питании котла водой с большим плотным остатком, а также при наличии в барабане мощных концентрированных вводов пароводяной смеси от верхних коллекторов экранов, как это применяется в современных блочных котлах. На рис. 2-8,а изображена сепарационная схема с внутрибарабанными циклонами при двустороннем подводе пароводяной смеси 2. Пароводяная смесь поступает в общие короба 3, расположенные вдоль барабана, в данном случае с двух противоположных сторон. Каждый циклон присоединяется к общему коробу с помощью рукава, тангенциально подводящего пароводяную смесь в циклон. Как показали исследования, проведенные ЦКТИ, вращение пароводяной смеси в двух рядом стоящих циклонах или групп

циклонов должно осуществляться в противоположных направлениях. На рис. 2-8,б изображена аналогичная сепарационная схема при одностороннем подводе пароводяной смеси в барабан. В верхней части барабана, как и во всех сепарационных схемах, должен быть установлен дырчатый пароприемный потолок 5. Подвод питательной воды в этих схемах наиболее целесообразно осуществлять напорным коллектором в водяной объем барабана, а при кипении воды в экономайзере целесо-

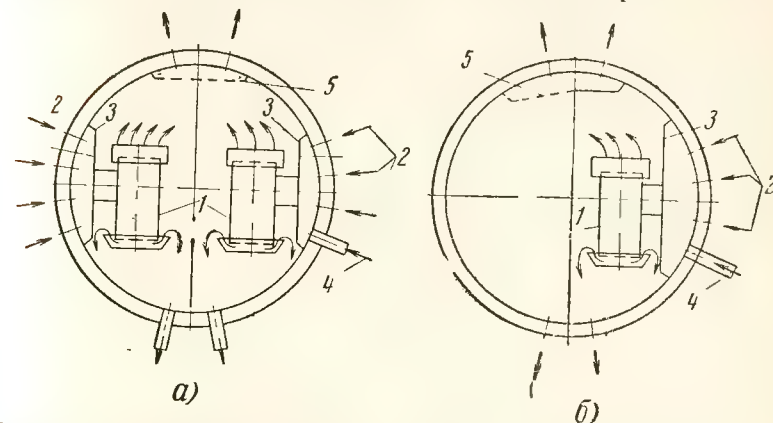


Рис. 2-8. Сепарационная схема с внутрибарабанными циклонами. а — при двустороннем подводе пароводяной смеси; б — при одностороннем подводе; 1 — внутрибарабанный циклон; 2 — трубы, подводящие пароводяную смесь; 3 — подводящие короба; 4 — трубы, подводящие питательную воду; 5 — пароприемный потолок.

образно питательную воду подводить непосредственно в общий короб, куда подводится пароводяная смесь. Циклоны в барабане следует устанавливать таким образом, чтобы нижний край подводящего рукава к нему располагался бы на среднем уровне воды в барабане или был бы на $10\text{--}30\text{ мм}$ ниже этого уровня. Возможное в эксплуатации при такой установке циклона затопление рукава на $50\text{--}100\text{ мм}$ не ведет к заметному ухудшению качества пара. При наличии общего короба, имеющего достаточно большое поперечное сечение, нагрузка отдельных циклонов будет значительно выравниваться и мало зависеть от местной тепловой нагрузки экранов, связанной с топочным режимом, работой горелок, шлакованием поверхностей и т. д. Следует учитывать, что объединяемые коробом контуры должны иметь достаточ-

но близкие циркуляционные характеристики, определяемые высотой экранов и величинами тепловой нагрузки. В случае резко различных циркуляционных характеристик контуров следует контуры со слабой циркуляцией отделять от более мощных контуров путем секционирования общих коробов. Применение схемы с общими коробами требует надлежащего конструктивного оформления последних, предупреждающего возникновения трещин в коробах из-за температурных напряжений и особенно в местах их присоединения к барабану. С этой целью также полезно секционирование коробов по длине. Присоединение циклонов индивидуальными рукавами к одной или нескольким трубам, подводящим пароводяную смесь в барабан, может приводить к значительной перегрузке водой и паром одних и перегрузке других. Это обстоятельство в свою очередь может приводить к ухудшению качества пара и к повышению сопротивления перегруженных циклонов. Присоединение циклонов индивидуальными рукавами сложнее в изготовлении, монтаже и в ремонте. Сепараторы остаточной влажности должны очищать пар как от остатков мелких нетранспортируемых капель, так и частично от транспортируемых паром капель. Для окончательной очистки пара после разделительного барабана ВТИ рекомендует устанавливать отбойные индивидуальные лопатки, сочетаемые с вставкой для удаления пленки влаги. Эти вставки устанавливаются в соединительной трубе, где движется пар с небольшим содержанием влаги и скорость его меньше критической. Значительная часть влаги в этом случае движется в виде пленки по стенкам трубы, а остальное сечение трубы занято паром. Пленочный сепаратор представляет собой патрубок, вставляемый в конец трубы с зазором 4—8 мм на глубину 1—2 диаметра трубы (рис. 2-9); на конце патрубка, вставляемого в трубу, имеются три-четыре выступа, центрирующих патрубок в трубе. Другой конец патрубка выступает в барабан на 40—60 мм и приваривается к накладному листу. Пленка влаги, движущаяся по стенке трубы, отводится по зазору между патрубком и трубой в камеру между накладным листом и стенкой барабана вместе с небольшим количеством пара, а частично осушенный пар входит по патрубку в барабан. На две-три пароперепускные трубы, расположенные одна над другой, устанавливается общая отбойная лопатка. Закрапны этой

лопатки и пруток 2 перед ними обеспечивают надежный отвод пленки отсепарированной влаги. Без этих устройств отсепарированная на поверхность щитка влага срывается струей пара. По данным ВТИ, сплошные щиты, даже если обеспечено правильное направление струй, дают худший результат по сравнению с лопатками, снабженными закрапными и прутком. Расстояние от выходного отверстия до лопатки должно составлять от 1,5 до 4 диаметров отверстия. Угол между плоскостью лопатки и направлением струи должен быть в пределах 60—90°. Следует отметить, что экспериментально работа этих сепараторов изучена очень слабо. Наиболее полно в настоящее время разработаны и исследованы потолочные жалюзийные сепараторы ЦКТИ, устанавливаемые в верхней части барабана. Жалюзи состоят из набора волнистых пластин той или иной формы. Пар проходит между пластинами без увеличения скорости. На рис. 2-10 изображен жалюзийный сепаратор, имеющий волнообразный профиль с шагом между пластинами 5—10 мм.

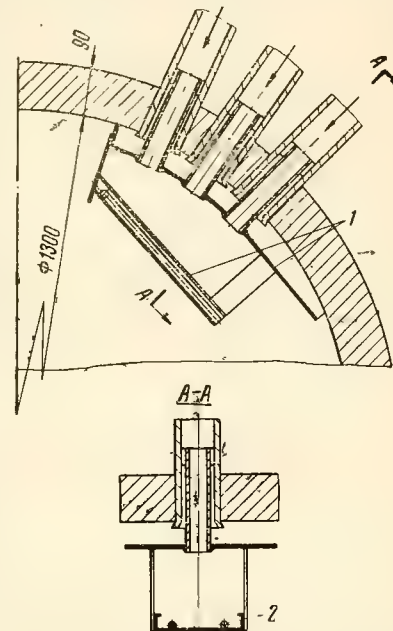


Рис. 2-9. Сепаратор остаточной влажности конструкции ВТИ.
1 — отбойные лопатки; 2 — пруток.

Применявшийся ранее профиль каналов с острыми углами оказался менее эффективен и в настоящее время к установке не рекомендуется. В искривленных каналах жалюзийных сепараторов капли жидкости под действием сил инерции и силы тяжести выпадают на поверхность, образуя жидкую пленку. При нормальном режиме пленка стекает с сепаратора, образуя крупные срывающиеся вниз капли. Однако при некотором критическом значении скорости пара жидкостная пленка может быть сорвана потоком пара и раздроблена на мелкие

капли, что приводит к резкому возрастанию влажности пара за сепаратором. Уменьшение шага между жалюзиами сепаратора менее 5 мм нецелесообразно, так как это может приводить к затягиванию водяными пленками отдельных каналов, что в свою очередь вызывает увеличение скоростей пара в других каналах, и срыву водяных пленок в этих каналах, что приводит к соответствующим

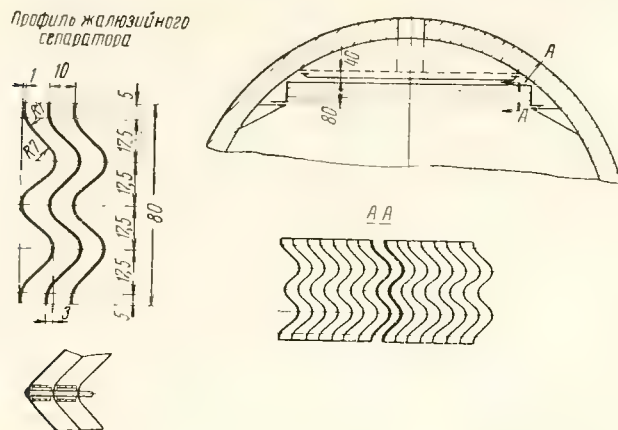


Рис. 2-10. Жалюзийный сепаратор.

щему увеличению влажности пара. Выбор максимально допустимых скоростей набегания потока пара в сепаратор может производиться по графику, приведенному на рис. 2-11. За основу при построении графика взяты экспериментальные точки, полученные ЦКТИ на паровой колонке при давлении пара 91 и 36 ат и расстоянии от начального уровня воды до сепаратора, равном 650—675 мм. Для котлов без паропромывочных устройств при расстоянии от среднего уровня воды в барабане до входной кромки жалюзийного сепаратора, равном 400—600 мм, следует величину скорости принимать равной 0,85—0,90 от значения, полученного по графику (рис. 2-11). Для котлов с паропромывочными устройствами при расстоянии от дырчатого листа паропромывочного устройства до сепаратора, равном 220—270 мм, величину скорости следует принимать равной 0,7—0,8 от значения на том же графике. Следует иметь в виду, что

при среднем давлении скорость пара в жалюзиах не должна быть более 0,5 м/сек. Жалюзийный сепаратор изготавливают из листового железа с толщиной листа $\sigma = 0,8 \div 1,2$ мм. Отдельные пластины собираются в секции, причем габариты секции выбираются по условию прохода их через лаз барабана. Сборка пластин может осуществляться либо приваркой их к продольным направляющим уголкам секции, либо на продольных прутках

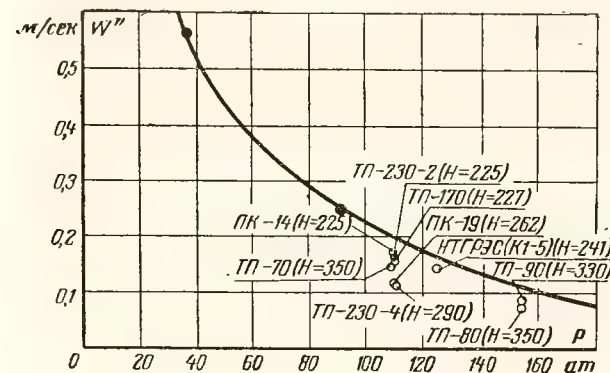


Рис. 2-11. Зависимость допустимой скорости пара перед жалюзийными сепараторами от давления пара.

с проставками. Крайние пластины секции целесообразно изготавливать из более толстого листа $\sigma = 2 \div 2,5$ мм для большей жесткости всей секции. В барабане котла секции устанавливаются с зазором, так чтобы шаг оставался равным шагу между пластинами в середине сепаратора. Установку жалюзийного сепаратора в барабане целесообразно производить на направляющих полосах с заводкой каждой секции с торца барабана, что облегчает их монтаж и демонтаж. Следует отметить, что целесообразность применения довольно сложных в изготовлении жалюзийных сепараторов ЦКТИ в котлах среднего давления вызывает сомнения. Применение таких сепараторов остаточной влажности, как правило, не вызывается необходимостью, так как внутрибарабанные циклоны при надлежащем выборе их размеров могут полностью обеспечивать выдачу барабаном чистого пара.

2-2. СЕПАРАЦИОННЫЕ И ПАРПРОМЫВОЧНЫЕ УСТРОЙСТВА КОТЛОВ ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ

В большинстве случаев питательная и котловая вода содержат некоторое количество кремнекислоты SiO_2 , в связи с чем в котлах высокого давления (начиная с 100 ат) механической сепарацией нельзя очистить пар от содержащихся в нем веществ. Растворенная в паре кремнекислота может быть удалена лишь промывкой

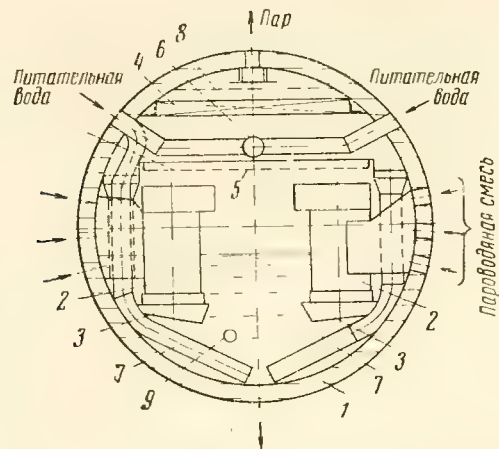


Рис. 2-12. Пароприемные и сепарационные устройства котла высокого давления.

1 — барабан; 2 — циклон; 3 — поддон; 4 — жалюзийный сепаратор; 5 — паропромывочный щит; 6 — подача питательной воды на промывку; 7 — подача питательной воды; 8 — пароприемный дырчатый щит; 9 — труба для фосфатирования.

пара чистой водой. Такую промывку можно осуществить путем разбрызгивания промывочной воды в потоке пара, пропуская пар мимо смоченных водой поверхностей, через набивки или через слой воды. Наибольшее распространение получил последний способ, называемый барботажной промывкой. Барботажные устройства для промывки пара питательной водой представляют собой горизонтальные дырчатые щиты, расположенные в паровом пространстве барабана (рис. 2-12). Питательная вода поступает на промывочный щит из водяного экономайзера. Эффективность барботажной промывки пара зависит от содержания примесей в промывочной воде и от коэф-

фициентов выноса веществ промытым паром. С увеличением количества воды, подаваемой на промывку, эффективность промывки пара повышается: уменьшается количество примесей в промывочной воде и, следовательно, снижается содержание их в паре. Однако при некипящих водяных экономайзерах в случае подачи больших количеств питательной воды на промывочный щит происходит конденсация значительного количества пара. Это вызывает соответствующее повышение паросодержания в испарительных поверхностях нагрева котла, что в некоторых случаях может быть недопустимым. Поэтому в котлах с давлением в барабане 155 ат на промывочное устройство подают не более 50% от расхода питательной воды. Как показали экспериментальные исследования, высота слоя воды на промывочном щите должна составлять 40—50 мм. Повышение высоты слоя промывочной воды выше этой величины не сказывается на изменении содержания примесей в паре после промывки. При снижении слоя воды ниже 40 мм чистота промытого пара значительно ухудшается. Слой промывочной воды на дырчатом щите удерживается при соответствующих величинах скоростей пара в отверстиях щита. Скорость пара в отверстиях щита должна быть больше минимального значения, определенного по формуле, предложенной С. С. Кутателадзе:

$$w = 1,1 \sqrt{\frac{g}{\rho''}} \sqrt{\sigma(\rho' - \rho'')}, \text{ м/сек}, \quad (2-4)$$

где ρ' и ρ'' — соответственно плотность воды и пара;
 σ — поверхностное натяжение воды, $\text{кг} \cdot \text{м/м}^2$.

Из формулы (2-4) видно, что минимальная скорость прохода пара через отверстия не зависит от диаметра отверстия и определяется в основном плотностью пара. Чем выше давление пара, тем меньше минимально допустимая величина скорости пара в отверстиях. Общая площадь отверстий в щитах должна выбираться такой, чтобы при минимальной эксплуатационной производительности котла эта скорость была бы несколько выше значения, определяемого по формуле (2-4). Пар, поступающий на промывочный щит, должен пройти хорошую предварительную очистку его от влаги. Обычно для этой цели применяются внутрибарабанные циклоны. После промывки окончательная очистка пара от влаги производится с помощью жалюзийных сепараторов, установ-

ливасмых в верхней части барабана. Над указанными сепараторами устанавливается верхний пароприемный дырчатый щит, обеспечивающий равномерное распределение пара по жалюзийному сепаратору. Общий эффект от применения промывки пара определяется к. п. д. как самого паропромывочного устройства, так и сепарирующих устройств, осушающих пар до и после промывки его. Коэффициент полезного действия промывки пара представляет собой отношение количества удаленного вещества к теоретически возможному количеству, т. е. к. п. д. указывает, насколько промывка приближается к пределу очистки. При ограниченной высоте, которая имеет место при размещении паропромывочного устройства в паровом объеме барабана, к. п. д. барботажной промывки составляет обычно около 80%. Экспериментальные и эксплуатационные данные показывают, что паропромывочные устройства снижают кремнекислотное содержание пара в среднем в 2—3 раза.

2-3. РАСЧЕТНЫЕ НОРМЫ КАЧЕСТВА ПАРА, КОТЛОВОЙ И ПИТАТЕЛЬНОЙ ВОДЫ

Расчетные нормы качества пара, котловой и питательной воды предназначаются для проектных расчетов. Эти нормы базируются на данных большого числа теплотехнических испытаний котельных агрегатов, а также длительных эксплуатационных наблюдений. Эксплуатационные нормы соле- и кремнекислотности котловой воды устанавливаются на основе результатов теплотехнического испытания данного котла или аналогичного котла такой же паропроизводительности и с такими же по схеме и конструкции внутрикотловыми устройствами. Водный режим барабанных котлов нормируется при этом не только по соображениям получения чистого пара, но и по требованиям предупреждения накипобразования и развития коррозии. Основными нормируемыми показателями качества пара на входе в турбину являются допустимые значения его соле- и кремнекислотности. Нормируются также допустимые концентрации в паре CO_2 и NH_3 с целью предотвращения коррозии обратных конденсаторов, а также оборудования, имеющего детали, изготовленные из латуни или других медных сплавов, подверженных аммиачной коррозии. Расчетные нормы качества пара на входе в турбину для давления пара от

40 до 140 ат приведены в табл. 2-1. Облегчение требований, предъявляемых к пару, вырабатываемому в котлах промышленных ТЭЦ, обуславливается наличием отборного пара, уносящего с собой из цикла значительную долю солей, вносимых паром из котлов, а также значительными периодическими колебаниями паровой нагрузки турбины, что обеспечивает самоочищение проточной части и вынос с паром смытых загрязнений в отборы. Когда к качеству пара котлов низкого давления (до 14 ат) не предъявляют повышенных требований, содержание его можно не нормировать. Однако и такие котлы должны отпускать пар с влажностью, не превышающей 1%. Для котлов низкого давления с перегревателем, а также в случаях, когда предъявляются повышенные требования к качеству пара, содержание его не должно превышать 1 мг/кг. Такая норма по качеству пара по данным ЦКТИ обеспечивает надежную и длительную эксплуатацию пароперегревателей котлов ДКВ и ДКВР. Содержание в паре свободной угольной кислоты не должно превышать 0,35 а, мг/кг при подготовке добавочной питательной воды методом известкования, магnezияльного обескисливания и Na-катодирования и 0,08 а, мг/кг при подготовке добавочной воды методом химического обессоливания или в испарителях, где а — величина добавка химически очищенной воды в процентах. Содержание аммиака в паре не должно превышать 3—5 мг/кг. Расчетные нормы допустимого соле- и кремнекислотности продувочной воды для барабанных котлов сильно зависят от схемы внутрикотловых устройств, размеров барабана и давления пара. Ниже в табл. 2-2 приводятся эти нормы для различных давлений и внутрикотловых схем.

Таблица 2-1

Давление пара, в ат	Максимально допустимое содержание вещества, в паре, мг/кг			
	Соединения натрия в пересчете на сульфат натрия		Кремниевая кислота в пересчете на SiO_2	
	КЭС	ТЭЦ	КЭС	ТЭЦ
40—100	200	300	20	30
140	35	50	20	30

Следует отметить, что приведенные нормы котловой воды в выносных циклонах среднего давления не являются предельными для получения качественного пара. В выносных циклонах имеется возможность получать пар хорошего качества при значительно более высоких соледержаниях котловой воды, доходящих, по данным различных исследований, до 50 000—60 000 мг/кг.

Опыт длительной эксплуатации ряда котлов среднего давления показывает, что при увеличении размера продувки до 8—10% в отдельных случаях является возможной работа их на питательной воде с соледержанием 1 000—1 500 мг/кг.

Таблица 2-2

Схема внутрикотловых устройств	Норма при давлениях в барабане котла, мг/кг		
	45 ат и ниже	110 ат	155 ат
Котлы без ступенчатого испарения и барботажной промывки пара	1 200—3 000 Не нормируется	200—600 1,0—2,0	150—300 0,3—0,5
Котлы с барботажной промывкой всего пара, но без ступенчатого испарения	1 200—3 000 Не нормируется	1 000 20	500 5
Котлы со ступенчатым испарением, но без барботажной промывки пара	6 000 Не нормируется	3 000 10	1 500 4
Котлы со ступенчатым испарением при внутрибарабанных солевых отсеках и барботажной промывкой всего пара	6 000 Не нормируется	4 000 50	2 500 15
Котлы со ступенчатым испарением и барботажной промывкой всего пара при выносных отсеках II или III ступени испарения	12 000—20 000 Не нормируется	6 000 80	5 000 30

Примечание. В числителе — показатель соледержания, в знаменателе — кремнедержания.

Однако указанные значения соледержаний котловой и питательной воды, допустимые в отдельных случаях, не могут рекомендоваться в качестве предельных норм, так как ограничение этих норм в котлах среднего давления обуславливается не качеством пара, получаемого после циклона, а возможностью отложений железистых и железифосфатных накипей на поверхностях экранных труб этих отсеков, где концентрации фосфатов

и железа в котловой воде могут превышать допустимые нормы. По этим же причинам последовательное, по ходу питательной воды включение солевых отсеков не должно практически превышать 30% от общей паропроизводительности котла. При большой мощности солевых отсеков сильно возрастают кратности соледержаний в соленом и чистом отсеках и концентрации отдельных веществ в последнем отсеке могут превышать допустимые нормы. Образование железифосфатных накипей на поверхности экранных труб солевых отсеков обусловлено чрезмерно высокими концентрациями фосфатов (больше 200—250 мг/л P_4^{3-}) в котловой воде при пониженной ее щелочности. Железифосфатные накипи особенно наблюдаются на конденсационных станциях, где в котлах, оборудованных ступенчатым испарением, поддерживается режим чисто фосфатной щелочности котловой воды. Малая величина продувки этих котлов ($p < 1\%$) при мощности солевых отсеков около 20% от общей паропроизводительности котла приводит к чрезмерно большим кратностям между соледержанием в соленом и чистом отсеках и соответственно к опасным концентрациям фосфатов в продувочной воде (500—800 мг/л P_4^{3-}). Железифосфатные отложения (содержащие до 80—85% фосфата железа) равномерно распределяются по всей длине труб в виде рыхлой накипи белого или серого цвета. В зонах наибольших температур факела, т. е. в местах высоких тепловых нагрузок экранов, на внутренней поверхности труб также может отлагаться железистая накипь, состоящая на 70—90% из окислов железа. Эти отложения образуют на поверхности трубы сплошной слой накипи либо отдельные чешуйки, сцементированные друг с другом. Опыт эксплуатации котлов показывает, что опасные железистые накипи возникают в экранных трубах при содержании железа в питательной воде $A_{п}^{Fe} \geq 20—30$ мг/л и в котловой воде солевых отсеков $A_{к.в}^{Fe} \geq 100$ мг/л.

Присутствие ионов железа в котловой воде обуславливается главным образом попаданием их в котел с питательной водой. По исследованиям, проведенным ВТИ, установлено, что скорость образования железистых отложений резко зависит от тепловой нагрузки. Например, при допустимом содержании железа в питательной

воде 20 мкг/л, но при высокой удельной тепловой нагрузке трубы $Q/H=700\,000\text{ ккал/м}^2\cdot\text{ч}$ скорость процесса такова, что 1—2 месяцев эксплуатации будет достаточно

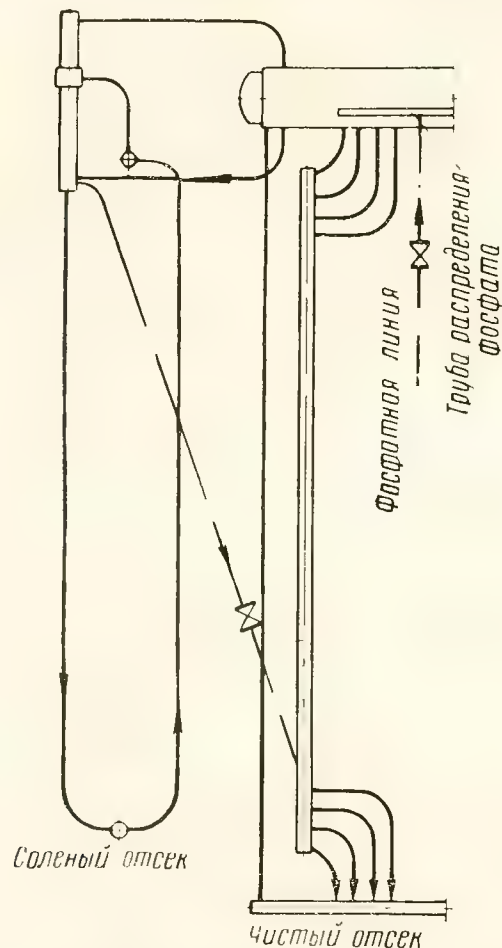


Рис. 2-13. Схема обратного перепуска котловой воды из солевого отсека в чистый.

для образования отложений, обуславливающих опасный перегрев стенки трубы. Ограничения мощности солевых отсеков, которые вызываются предельно допустимыми

значениями концентраций некоторых веществ в котловой воде этих отсеков, не позволяют при всех реконструкциях существующих типов котлов среднего и высокого давления включать экранные контуры с выносными циклонами по питательной воде последовательно, как соленые отсеки. При большой мощности экранных контуров с выносными циклонами (более 30%) ввод питательной воды в котел следует осуществлять по схеме, указанной на рис. 1-3. В этом случае часть питательной воды, как обычно, подается в барабан котла, а другая часть питательной воды подается непосредственно в водяной объем выносных циклонов. ОРГРЭС для регулирования водного режима в солевых отсеках котлов рекомендует применять обратный перепуск котловой воды из выносного циклона в опускающую систему экрана чистого отсека (рис. 2-13). Эта схема также позволяет осуществлять в эксплуатационных условиях подщелачивание котловой воды чистого отсека.

ГЛАВА ТРЕТЬЯ

ЦЕНТРОБЕЖНЫЕ СЕПАРАТОРЫ ПАРА

3-1. ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ДАННЫЕ ПО ВЕРТИКАЛЬНЫМ ЦЕНТРОБЕЖНЫМ СЕПАРАТОРАМ ПАРА

Ряд серьезных преимуществ внутрибарабанных циклонов по сравнению с другими сепарационными внутрибарабанными устройствами направил работу советских конструкторов-теплотехников на создание эффективно работающих выносных вертикальных центробежных сепараторов пара. Отличия в конструктивном выполнении отдельных сепараторов, а также различные способы их включения в контуры экранов и котла создают различные условия работы сепараторов и соответственно неодинаковую эффективность отделения влаги от пара. Приводимые ниже теоретический анализ работы вертикальных центробежных сепараторов, а также полученный опытный материал позволяют в некоторой степени осветить основные условия, обеспечивающие эффективное отделение влаги в сепараторе. Работами советских ученых над пылевоздушными циклонами доказано, что вращение

среды даже при относительно больших диаметрах циклонов приближается к статическому закону распределения скоростей:

$$\omega = \frac{u}{R} = \text{const},$$

т. е. вращение среды во всех участках циклона происходит с одинаковой угловой скоростью. В центробежных сепараторах для пара, обычно имеющих диаметры, значительно меньшие, чем пылевоздушные циклоны, вращение среды тем более приближается к вращению с постоянной угловой скоростью $\omega = \text{const}$. Влага, унесенная в паровой объем сепаратора, продолжает подвергаться действию центробежных сил, которые заставляют взвешенные в паре частицы влаги перемещаться от оси к стенке сепаратора, по которой эта влага под действием силы тяжести стекает вниз. В паровом объеме сепаратора, где обычно происходит отделение мелких частиц влаги, с достаточной точностью может быть использован известный закон сопротивления жидкости при движении в ней шаров. По этому закону сила, необходимая для продвижения частицы влаги диаметром d , при равномерной радиальной скорости частицы v_r , выражается:

$$S = 3\pi\mu v_r d.$$

Приравнявая силу S действию центробежной силы на движущуюся частицу влаги и произведя соответствующие преобразования, получим для определения времени t , потребного для сепарации частиц влаги, наиболее удаленных от стенки сепаратора, следующую формулу:

$$t = \frac{18g\mu \ln \frac{R_1}{r}}{(\gamma_1 - \gamma_2)d^2\omega^2} \quad (3-1)$$

За указанное время частицы влаги переносятся вверх с некоторой средней осевой подъемной скоростью w_0 на высоту H , т. е. $H = tw_0$, что дает окончательное выражение для определения высоты сепаратора:

$$H = \frac{18g\mu w_0 \ln \frac{R_1}{r}}{(\gamma_1 - \gamma_2)d^2\omega^2} \quad (3-2)$$

где μ — динамическая вязкость пара, $\text{кг} \cdot \text{сек}/\text{м}^2$;
 w_0 — осевая, подъемная скорость пара, $\text{м}/\text{сек}$;
 γ_1 — удельный вес воды, $\text{кг}/\text{м}^3$;
 γ_2 — удельный вес пара, $\text{кг}/\text{м}^3$;
 R_1 — внутренний радиус сепаратора, м ;
 r — внешний радиус осевой вставки, м ;
 ω — угловая скорость вращения, сек^{-1} ;
 d — минимальные диаметры сепарируемых частиц влаги, м .

Из приведенной формулы (3-2) видно, что: а) высота сепаратора увеличивается с увеличением паровой нагрузки или осевой скорости пара w_0 ; б) с увеличением давления растет необходимая высота сепаратора H ; в) высота H изменяется обратно пропорционально квадрату тангенциальной скорости входа u ; г) при прочих равных условиях с увеличением диаметра сепаратора высота последнего увеличивается. Все это показывает, что эффективность улавливания влаги при данных диаметре и высоте сепаратора определяется тангенциальной скоростью входа u , с одной стороны, и осевой скоростью подъема пара w_0 , с другой. Указанное отношение этих скоростей u/w_0 , определяемое сечениями входа и сепаратора, является характерной особенностью каждой конструкции сепаратора. На рис. 3-1 дана расчетная характеристика работы центробежного сепаратора при различных значениях отношений скоростей u/w_0 . Как видно из графика, эффективность работы сепаратора определенной высоты резко ухудшается с уменьшением отношения u/w_0 . Так, при высоте сепаратора $H = 0,5 \text{ м}$ уменьшение отношения u/w_0 с 20 до 2 приводит к тому, что при давлении 60 ат и осевой скорости $w = 0,8 \text{ м}/\text{сек}$ минимальные размеры сепарируемых частиц влаги увеличиваются с 0,01 до 0,113 мм, т. е. диаметры сепарируемых частиц влаги возрастают более чем в 10 раз. Сепараторы с отношением $u/w_0 < 5$ не обеспечивают отделение мелких частиц влаги и осуществляют лишь грубую сепарацию крупных частиц влаги. В случае необходимости отделения мелких частиц влаги сепараторы должны выполняться с отношением скоростей $u/w_0 = 10 \div 20$. Следует иметь в виду, что расположение вводов пароводяной смеси в сепараторы относительно уровня воды в них имеет решающее значение для получения пара необходимой чистоты. Наличие тангенциальных вводов в сепаратор вызывает при условии расположения мест подвода пароводяной смеси не-

посредственно над уровнем воды образование воронки (парабола вращения), причем максимальная высота

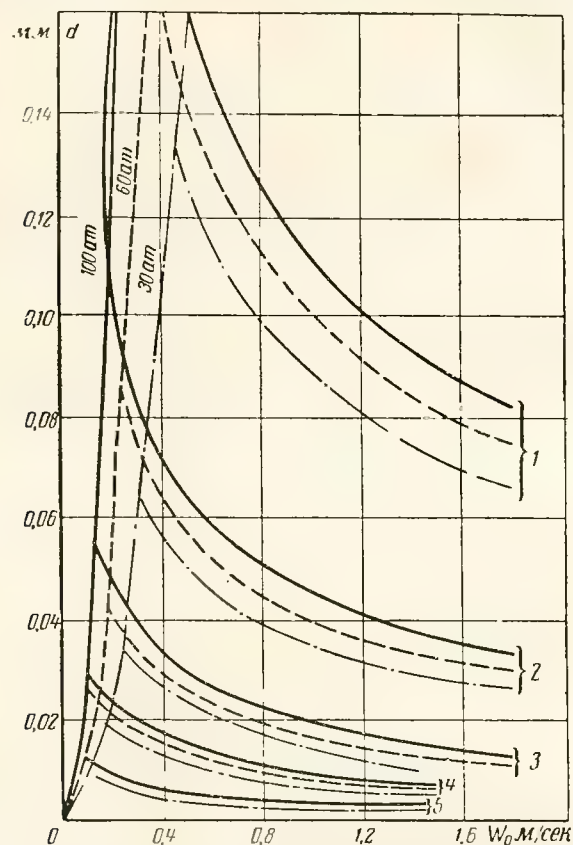


Рис. 3-1. Расчетная характеристика работы центробежного сепаратора с внутренним диаметром 275 мм.

— $p=100$ ат; — — — $p=60$ ат; - · - · - $p=30$ ат; 1 — $H=0,5$ м, $u/\omega_0=2$; 2 — $H=0,5$ м; $u/\omega_0=5$; 3 — $H=0,5$ м; $u/\omega_0=10$; 4 — $H=0,5$ м; $u/\omega_0=20$; 5 — $H=1,6$ м; $u/\omega_0=10$.

подъема жидкости по внутренней стенке сепаратора теоретически зависит только от квадрата окружной тангенциальной скорости входа

$$h_{\text{макс}} = \frac{u^2}{2g}.$$

При таком способе подвода пароводяной смеси высота подъема жидкости по стенке (рис. 3-2, а) резко возрастает с увеличением скорости входа. Как показали многочисленные опыты и эксплуатация ряда котлов, в таком типе сепаратора при обычной высоте парового объема 1—1,8 м совершенно невозможно даже при сравнитель-

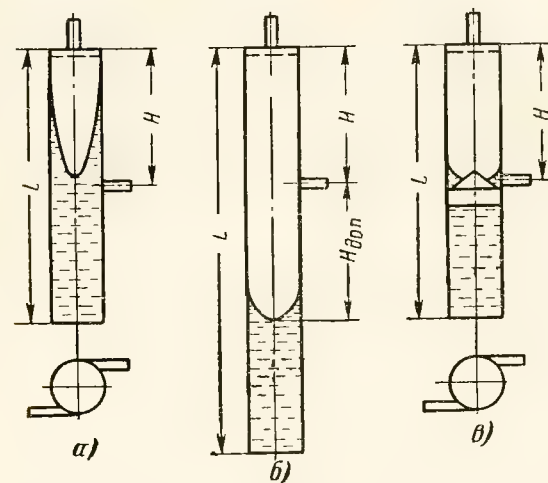


Рис. 3-2. Различные схемы подвода пароводяной смеси в циклоны.

а — на уровень; б — в паровое пространство; в — на опорный конус.

но невысоких нагрузках получить пар удовлетворительного качества. За счет уноса в паротводящую трубу поднимающейся по стенке пленки воды влажность пара достигает 60—70%. Для борьбы с уносом влаги указанного типа осуществляются следующие основные мероприятия: а) применение сепараторов с низкими скоростями входа u и небольшими отношениями тангенциальной скорости к осевой $u/\omega_0 < 5$ (внутрибарабанные циклоны); б) расположение оси труб или улиток, подводящих пароводяную смесь в сепаратор, на большом расстоянии от горизонтального уровня в сепараторе $H_{\text{доп}} \geq 1,0$ м (рис. 3-2, б); в) применение сепаратора с двумя уровнями — одним горизонтальным и другим вращающимся

(рис. 3-2,в) на опорном конусе. В этом случае высота подъема жидкости по стенке сепаратора сильно сокращается и поэтому расстояние от оси подвода до горизонтального уровня может быть сокращено до 400—500 мм,

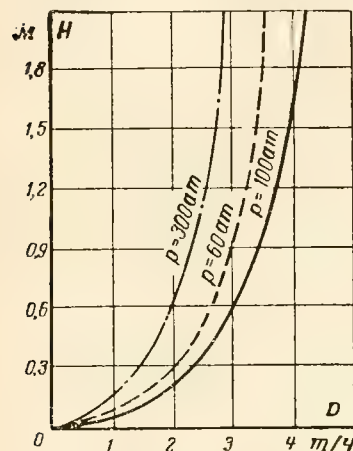


Рис. 3-3. Кривая зависимости высоты сепаратора от его нагрузки.

рис. 3-3 даны соответствующие кривые для давления пара 30, 60 и 100 ат. Как видно из указанных кривых, при изменении высоты сепаратора от 0 до 0,8 м допустимая нагрузка сепаратора возрастает. Дальнейшее увеличение высоты в пределах от 0,8 до 1,8—2,0 м позволяет увеличить возможную нагрузку сепаратора всего лишь на 25—30%. Увеличение высоты сверх 1,8—2,0 м практически не обеспечивает дальнейшего роста паровой нагрузки сепаратора при условии сохранения высокого качества пара. Рассмотрение указанных графиков показывает, что для каждого давления существует свое значение предельной нагрузки, отвечающей своей высоте сепаратора, причем с увеличением давления при сохранении того же качества пара возможная весовая нагрузка сепаратора растет. Такая закономерность, полученная опытным путем, вполне подтверждает теоретическое предположение о механизме центробежного отделения влаги в вертикальном сепараторе. На высоте 0,8—1,0 м, видимо, имеет место наибольший эффект центробежного действия сепаратора за счет вращения всего потока с угловой скоростью, близкой

к расчетной. Это и обуславливает возможность в этом интервале значительного увеличения производительности сепаратора с ростом высоты. В интервале изменения высоты парового объема от 0,8 до 1,8 м центробежный эффект отделения влаги

резко падает в основном, видимо, за счет затормаживания потока и уменьшения угловой скорости вращения ω . Данные, полученные при исследовании сепараторов с внутренним диаметром 275 мм (при отношении $u/\omega_0=20$) и внутренним диаметром 400 мм (с $u/\omega_0=15,8$), подтвердили, что при указанных конструктивных соотношениях сечений входа и сечений сепаратора обеспечивается высококачественная очистка

пара при очень значительной интенсификации работы парового объема сепаратора (в 5 раз и более, чем в обычном барабане). С увеличением диаметра сепаратора эффективность центробежного отделения влаги при одной и той же угловой скорости вращения потока снижается, а при уменьшении диаметра соответственно возрастает. В связи с этим целесообразно при увеличении диаметра циклона обеспечивать соответствующее повышение угловой скорости вращения ω . Проведенные опыты и исследования работы вертикальных центробежных сепараторов пара установили: а) высокую эффективность вертикальных сепараторов по сравнению с работой парового объема обычного горизонтального барабана, что позволяет уменьшить объем их парового пространства при получении пара такого же качества, как и в барабане; б) возможность работы сепаратора без какого-либо ухудшения качества пара даже при давлении 100 ат на котловой воде с очень большим содержанием (до 20 000 мг/л по Сиону) и высокой щелочностью. Указанные выше преимущества центробежных вертикальных сепараторов позволяют считать перспективным широкое применение их нашей коллостроительной промышленно-

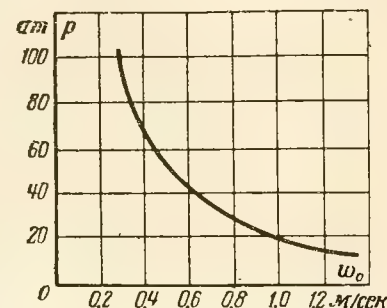


Рис. 3-4. Зависимость допустимой осевой скорости пара в сепараторе высотой $H=1,5$ м при $u/\omega_0=20$ для различных давлений.

стью в качестве выносных сепараторов для соленых отсеков, а в дальнейшем и в качестве основных сепарационных элементов, могущих в ряде случаев полностью заменить и сепарационные барабаны котлов. На рис. 3-4 дана зависимость допустимой осевой скорости пара в сепараторе с высотой парового объема $H=1,5$ м при $a/\omega_0=20$ для различных давлений.

3-2. ВНУТРИБАРАБАННЫЕ ЦЕНТРОБЕЖНЫЕ СЕПАРАТОРЫ ПАРА. РАЗЛИЧНЫЕ ТИПЫ И КОНСТРУКЦИИ

Центробежные сепараторы пара, или так называемые циклоны, как элементы внутрибарабанной сепарации пара были у нас впервые применены работниками ОРГРЭС. Установка этих циклонов облегчила задачу организации ступенчатого испарения и позволила значительно повысить солесодержание котловой воды. Данные зарубежной практики также подтверждают эффективность указанных внутрибарабанных циклонов, позволяющих даже в котлах высокого давления обеспечить: а) некоторое уменьшение диаметра барабана в связи с лучшим, более организованным использованием его парового объема; б) возможность работы на котловой воде с высокой концентрацией солей без заметного ухудшения качества пара; в) допустимость больших колебаний уровня воды в барабане без заметного изменения качества пара. Впервые исследования работы такого внутрибарабанного циклона проводились в Московском энергетическом институте. Несмотря на то, что эти исследования проводились при атмосферном давлении, результаты их позволяют все же сделать следующие выводы: 1) небольшие по высоте внутрибарабанные циклоны могут выдавать при отсутствии перегрузки достаточно сухой пар; 2) значительное увеличение солесодержания и щелочности котловой воды не оказывает заметного влияния на влажность пара после циклона. Внутрибарабанные циклоны выполняются как с улиточным (рис. 3-5,а), так и с безулиточным вводом (рис. 3-5,б). Следует отметить, что этот последний тип циклона значительно проще в изготовлении при одной и той же эффективности его работы. При проектировании внутрибарабанных циклонов следует высоту корпуса принимать максимально возможной, т. е. равной

450—500 мм. Отметку ввода пароводяной смеси в циклон необходимо выбирать так, чтобы смесь входила в паровое пространство циклона, т. е. нормально выше весового уровня воды в барабане. По внутренней вертикальной стенке циклона поднимается пленка влаги. Для предотвращения срыва этой пленки паровым потоком в верхней части циклона целесообразно устанавливать крышку с кольцевой щелью для выпуска пленки с небольшим количеством пара (5—10%) с направлением вниз на внешнюю стенку циклона (рис. 3-5,б). ОРГРЭС рекомендует над циклоном устанавливать те или иные устройства (рис. 3-5,а), выравнивающие поток пара. В каждом отдельном случае эти устройства должны обеспечивать рациональный вход парового потока в сепарационно-активный объем барабана. ЦКТИ в циклонах вместо различных крышек рекомендует устанавливать только жалюзийный сепаратор, улавливающий мелкие капли; указанный сепаратор также выравнивает несколько скорости пара на выходе из циклона. Глубина погружения циклона в воду и форма его днища должны исключать возможность прорыва пара вниз даже при наинизшем возможном уровне воды. Практически этому соответствует заглубление циклона до отметки не менее как на 200 мм от наинизшего весового уровня. Циклоны, устанавливаемые в непосредственной близости к входу в опускные трубы, должны снабжаться устройствами, предохраняющими от прорыва пара вниз, могущего привести к засосу пара в опускные трубы. Такими устройствами являются днища с водонаправляющими лопатками (рис. 3-5,а) или нижние кольцевые щели (рис. 3-5,б). В кольцевой щели циклона устанавливаются наклонные лопатки (10—12 шт.), которые имеют направление, совпадающее с направлением вращения воды в циклоне. Для предотвращения прорывов значительных количеств пара вместе с водой через нижнюю кольцевую щель циклона, например при длительной работе котла с пониженным уровнем воды, в барабане целесообразно под циклоном устанавливать индивидуальные или групповые поддоны (рис. 3-б), дающие направление выходящей из циклона воде вверх. При наличии такого поддона значительно облегчается отделение пара от воды. При достаточно большом расстоянии от дна циклона до опускных труб вполне оправдали себя циклоны с упрощенной конструкцией низа,

с свободным цилиндрическим или коническим выходом воды, с одними только лопатками для уменьшения вращения воды. Большое значение для хорошей работы внутрибарабанных циклонов имеет правильный выбор паровой нагрузки последнего. Превышение предельной паровой нагрузки, определенной для каждого размера циклона, приводит к резкому ухудшению качества пара. На основании практического опыта допустимые осевые скорости подъема пара для внутрибарабанных цикло-

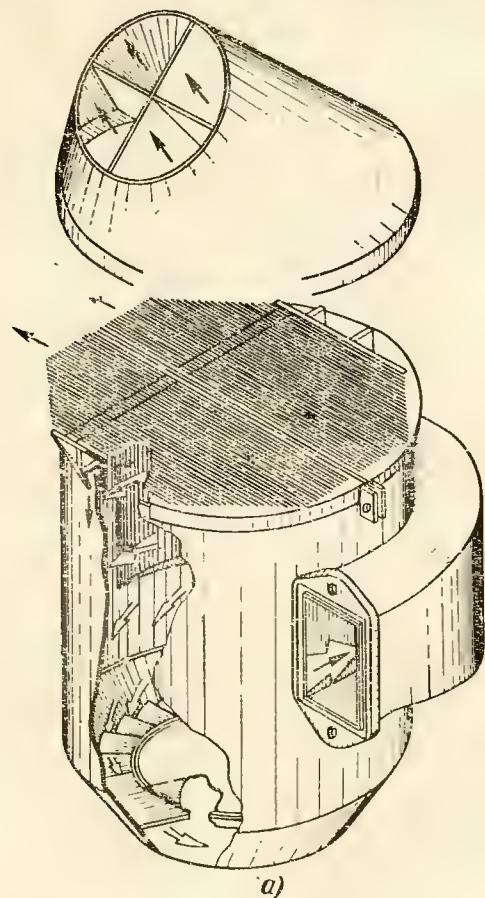
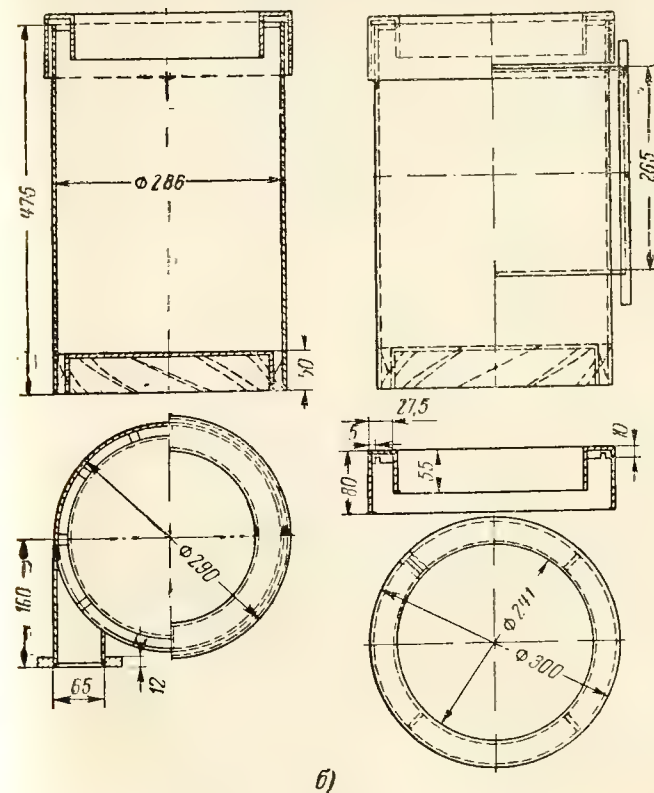


Рис. 3-5. Внутрибарабанный
а — с улиточным вводом;

нов при различных давлениях могут приниматься, как указано ниже:

$P, \text{ ат}$	15	45	110
$\omega_0, \text{ м/сек}$	0,9—1,0	0,6—0,7	0,30—0,4

Большие значения осевых скоростей можно принимать для небольших групп циклонов при обеспечении достаточного равномерного распределения нагрузки по отдельным циклонам. При большом числе циклонов и отсутствии секционирования общих коробов следует принимать меньшие значения скоростей. Ниже в табл. 3-1 приводятся значения допустимых нагрузок внутрибарабанных циклонов в зависимости от внутреннего диаметра



ЦИКЛОН.
б — с безулиточным вводом.

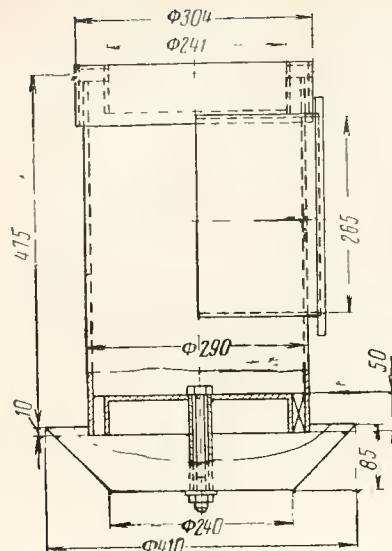


Рис. 3-6. Внутрибарабанный циклон с поддоном.

большого количества сварочных работ внутри барабана. Поэтому в обычных условиях к установке

последнего, подсчитанные в соответствии с указанными выше осевыми скоростями.

Указанные в табл. 3-1 нагрузки внутрибарабанных циклонов обеспечивают выдачу достаточно чистого пара. Опыт зарубежной практики в США показывает, что при ограничении роли внутрибарабанных циклонов грубой сепарацией их паровые нагрузки могут быть несколько повышены. Применение циклонов с диаметром более 300 мм нежелательно, так как такие циклоны не проходят через лаз в барабане и требуют для своего окончательного изготовления

Таблица 3-1

Давление в барабане, ат	Допустимая паропроизводительность циклона, т/ч, в зависимости от внутреннего его диаметра, мм			
	200	250	290	320
15	0,75—0,85	1,2—1,3	1,6—1,75	1,9—2,2
45	1,5—1,7	2,2—2,6	3—3,5	3,6—4,2
110	2,4—2,8	3,7—4,5	5,0—6,0	6,0—7,3

Продолжение табл. 3-1

Давление в барабане, ат	Допустимая паропроизводительность циклона, т/ч, в зависимости от внутреннего его диаметра, мм			
	370	420	500	600
15	2,6—2,9	3,3—3,7	4,8—5,3	6,8—7,5
45	5—5,5	6,3—7,5	9—10	13—15
110	8,0—10,0	10—12,5	15,0—18,0	21—25,0

на котлах рекомендуется цилиндрический циклон, изображенный на рис. 3-6, диаметром 290 мм и высотой 475 мм с нижней кольцевой щелью, имеющей 10 лопаток, выпрямляющих поток воды, выходящей из циклона. Циклоны этого типа просты в изготовлении и в собранном виде легко заводятся в барабан при монтаже и могут быть удалены для ревизии. При установке циклонов их полное сопротивление должно учитываться при расчете циркуляции соответствующего контура. Сопротивление циклона может быть определено по формуле

$$\Delta p_{\text{ц}} = \xi_{\text{ц}} \frac{u_{\text{см}}^2}{2g} \gamma_{\text{см}} =$$

$$= \xi_{\text{ц}} \frac{u_{\text{см}}^2}{2g} \gamma' \left[1 + \frac{u''_0}{u_0} \left(1 - \frac{\gamma''}{\gamma'} \right) \right], \quad (3-3)$$

где $u_{\text{см}}$ — скорость смеси во входном патрубке, м/сек;

u_0 — приведенная скорость воды, м/сек;

u''_0 — то же для пара;

γ' и γ'' — удельные веса воды и пара, кг/м³;

$\gamma_{\text{см}}$ — удельный вес смеси принимается, кг/м³;

$$\gamma_{\text{см}} = \gamma' \left[1 + \frac{u''_0}{u_0} \left(1 - \frac{\gamma''}{\gamma'} \right) \right];$$

$\xi_{\text{ц}}$ — суммарный коэффициент сопротивления циклона.

На основании исследований, проведенных ЦКТИ, суммарный коэффициент сопротивления внутрибарабанных циклонов можно принимать $\xi_{\text{ц}} = 4,5 \div 5,5$, причем большие значения $\xi_{\text{ц}}$ относятся к циклонам с улиточным вводом. Следует учитывать, что сопротивление циклонов обуславливается в основном сопротивлением входных устройств циклона. В связи с этим для уменьшения гидравлического сопротивления внутрибарабанных циклонов при сохранении их высокой эффективности в первую очередь целесообразно принимать меры для уменьшения коэффициента сопротивления на входе. С этой целью улиточный вход в циклон, применяемый обычно вместе с глухими подводящими коробами сложных конфигураций ($\Sigma \xi_{\text{вх}} = 3 \div 4$), должен быть заменен короткими прямыми соплами со скругленными кромками, у которых $\Sigma \xi_{\text{вх}} = 1,2 \div 1,3$. Вторым мероприятием, позволяющим значительно сократить величину сопротив-

ления внутрибарабанных циклонов, является уменьшение удельного веса пароводяной смеси перед поступлением ее в циклон. Для этого необходимо короб, подводящий пароводяную смесь к циклону, открыть снизу, что позволит отделить от потока пароводяной смеси основную массу влаги и значительно уменьшить удельный вес пароводяной смеси, поступающей в циклоны. Для уменьшения скорости входа без снижения угловой

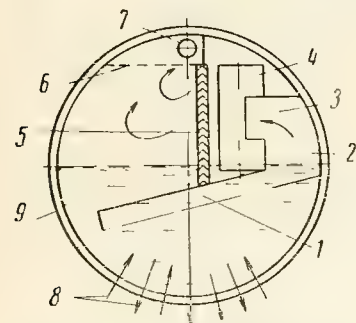


Рис. 3-7. Схема установки внутрибарабанных циклонов с минимальным гидравлическим сопротивлением.

1 — погруженный наклонный щит с гидрозатвором; 2 — разомкнутый короб; 3 — прямое входное сопло; 4 — циклон; 5 — жалюзи; 6 — перфорированный потолочный лист; 7 — паросборная труба; 8 — паропроводящие и опускные трубы; 9 — барабан.

роб. В разомкнутом коробе основная масса воды отделяется, а влажный пар направляется по входным соплам в циклоны. Пар из циклонов проходит жалюзи, паровое пространство барабана и уходит через пароприемный потолок в пароприемную трубу. После проведения теплотехнических испытаний установлено, что новые сепарационные устройства работают более эффективно, чем заводские. Ниже в табл. 3-2 приведены данные о работе котла СУ-9/39 до и после переделок. Разница уровней воды в разомкнутом коробе и барабане в данном котле не превышает 30—50 мм. Аварии в циркуляционном контуре, имевшие место до переделки сепарационных устройств, были ликвидированы. В котлах низкого и среднего давления с малыми диаметрами барабана

скорости вращения среды и понижения центробежного ускорения целесообразно уменьшать диаметр циклонов. В Промэнерго такими мероприятиями добились значительного снижения гидравлического сопротивления внутрибарабанных циклонов, что позволило применить такие циклоны в котле СУ-9/39 с экранами высотой менее 2,0 м и барабаном диаметром 900 мм (рис. 3-7). В барабане установлены циклоны диаметром 200 мм. Сверху и снизу циклоны открыты. Весь пар из паропроводящих труб направляется под погруженный лист с гидрозатвором, а затем поступает в разомкнутый ко-

($D_{\text{вн}} \leq 1000 \text{ мм}$) установка внутрибарабанных вертикальных циклонов все же загромождает (рис. 3-7) барабан котла, что затрудняет монтаж и ревизию установленного оборудования. Проведенная Промэнерго (инж. К. П. Мынкиным) большая работа по модернизации сепарационных устройств небольших промышленных котлов (типа ДКВР, Шухова-Берлина и др.) показала, что применение горизонтальных циклонов на выходе из барабана позволяет снижать влажность пара, выдава-

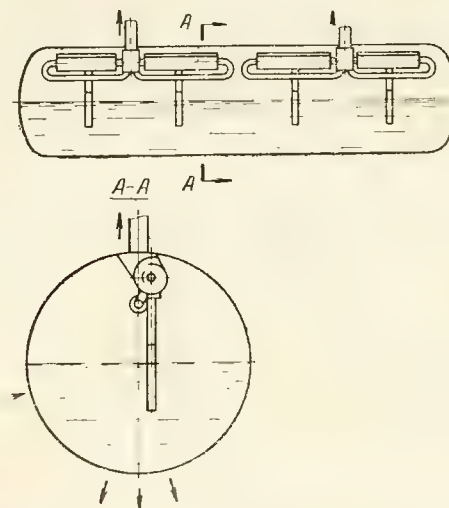


Рис. 3-8. Выходной горизонтальный внутрибарабанный циклон.

мого котлом, с 60—80% до 1% и ниже. Следует учитывать, что установка таких горизонтальных циклонов совершенно не влияет на увеличение сопротивления циркуляционных контуров котла. Циклоны выполняются небольшого диаметра 120—180 мм, и их установка в барабанах диаметром $D \leq 1000 \text{ мм}$ меньше загромождает барабан. Установка таких циклонов изображена на рис. 3-8. Скорость входа пара в горизонтальную щель должна выбираться из условия, чтобы перепад давления не превышал 100—150 мм вод. ст. Коэффициент сопротивления входа в циклон может приниматься $\xi_{\text{вх}} = 1,2$. Допускать большие, чем указано, перепады

давления на входе в циклон не следует, так как при малых диаметрах барабана и небольших расстояниях от нижней образующей циклона до уровня воды в барабане может начаться подсос влаги из водяного объема барабана через дренажные трубки и резкое ухудшение качества пара после циклонов. При значительной длине горизонтального циклона целесообразно для равномерного забора пара устанавливать внутри циклона сборную трубу с отверстиями, неравномерно расположенными по длине трубы (минимальное количество отверстий около отводящей трубы и максимальное — на концах трубы). Из-за малых диаметров внутренней трубы общее суммарное сопротивление таких циклонов может достигать 1 500—2 500 мм вод. ст. Необходимо отметить, что хорошая работа горизонтальных выходных циклонов во многом зависит от правильной оценки сопротивления на входе в него пара. Оценка этого сопротивления производится по формуле (3-3). В указанной формуле $\gamma_{см}$ является

Таблица 3-2

Наименование показателей	До переделки	После переделки
Предельная по качеству пара нагрузка котла, $т/ч$	4—5	9—10
Плотный остаток котловой воды, $мг/л$	5 000—6 000	10 000—15 000
Продувка котла при питательной воде с содержанием 2 000 $мг/л$, %	65—50	25—15
Содержание пара по солимеру, $мг/л$	5—20	0,8—3
Влажность пара, %	0,1	0,008

удельным весом влажного пара, который должен определяться из выражения

$$\gamma_{см} = \frac{1}{(1-x)v'' + xv'} \quad (3-4)$$

где x — влажность пара перед входом в циклон;
 v'' — удельный объем сухого насыщенного пара, $м^3/кг$;
 v' — удельный объем воды при давлении в барабане, $м^3/кг$.

При расчете следует правильно оценить влажность пара x перед входом в горизонтальный циклон. Если влажность пара при расчете принята меньшей, чем она будет в действительности, действительный перепад давления на входе в циклон превышает расчетный, что может приводить к засосу в циклон котловой воды через дренажные трубки и резкому ухудшению качества пара, выдаваемого котлом.

3-3. ТИПЫ И КОНСТРУКЦИИ ВЫНОСНЫХ ВЕРТИКАЛЬНЫХ СЕПАРАТОРОВ ПАРА (ВЫНОСНЫХ ЦИКЛОНОВ)

Выносные циклоны, применяемые в настоящее время в испарительных контурах паровых котлов, выполняются для котлов низкого и среднего давления из цельнотянутых паропроводных труб нормального сортамента из углеродистой стали, для котлов высокого давления — из легированной стали. В настоящее время наружный диаметр выносного циклона ограничивается имеющимся сортаментом и составляет 426 мм. Донышки циклонов могут изготавливаться плоскими точеными или при заводском изготовлении штампованными сферическими. Толщины стенок циклона и донышек выбираются в каждом отдельном случае по расчету на прочность по нормам Госгортехнадзора в соответствии с давлением пара. Обычно эта толщина в котлах низкого, среднего и высокого давления колеблется от 10 до 35 мм. Пароводяная смесь при различных типах вводов поступает внутрь циклона тангенциально, благодаря чему происходит закручивание потока пароводяной смеси и центробежное отделение влаги в циклоне. В настоящее время наибольшее распространение получили два типа ввода пароводяной смеси: улиточный (ОРГРЭС) с наружной и внутренней улитками (рис. 3-9,а) и тангенциальный ввод с помощью приварных цилиндрических штуцеров (ЦЭМ) (рис. 3-9,б.) Изменение эффективности работы циклонов в зависимости от указанных типов ввода пароводяной смеси в эксплуатации и проведенными промышленными испытаниями не установлено, однако недостатками улиточного ввода являются повышенная потеря на входе и сложность изготовления. Практика эксплуатации и проведенные исследования работы циклонов показали, что допустимая нагрузка циклона или же значения

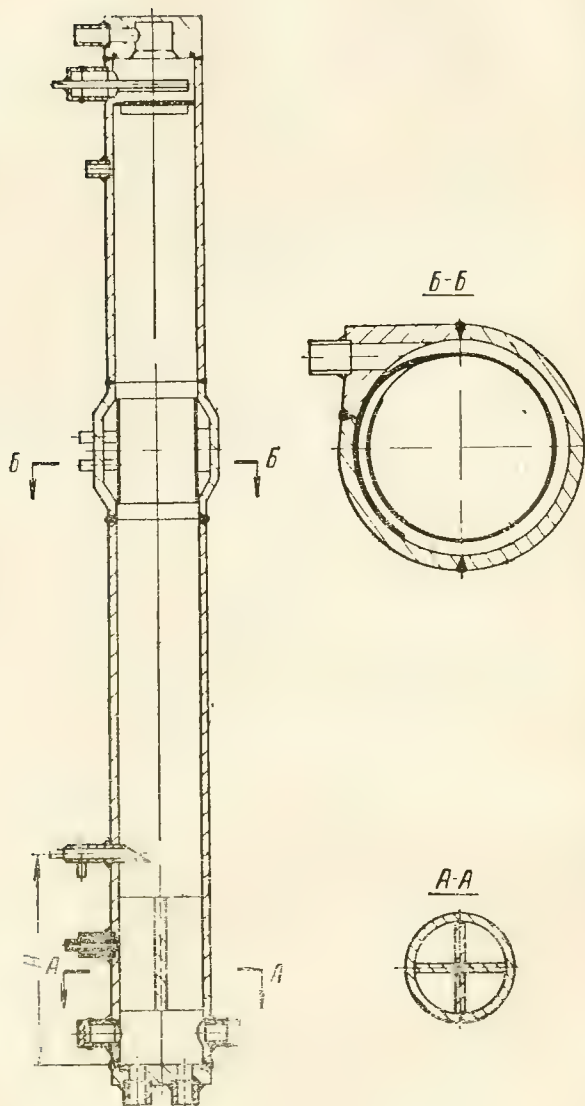
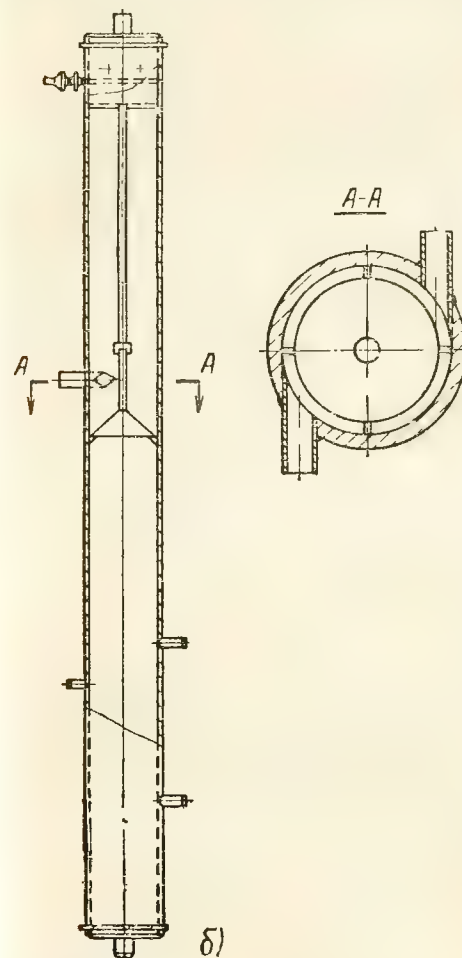


Рис. 3-9. Выносные
а — с улиточным вводом (ОРГРЭС); б — с тангенциальным

осевой подъемной скорости пара ω_0 для различных давлений зависят не только от высоты циклона, но также и от величины скорости ввода пароводяной смеси в циклон. Конструкция циклона с малыми тангенциальными скоростями входа смеси работает неудовлетворительно и выдает пар ухудшенного качества. Как было указано выше, для обеспечения эффективной сепарации



ЦИКЛОН.
вводом (ЦЭМ).

Давление пара, ат	Паровые нагрузки от размеров циклонов				
	426	377	351	325	273
10—15	3,0	2,5	2,0	1,8	1,2
35—45	6,5	5,0	4,3	3,8	2,5
100—110	8,6	7,8	5,7	5,0	3,4

должна находиться на 300—400 мм выше нормального уровня воды в барабане, что обычно совпадает с осью барабана. В целях обеспечения достаточно высокой циркуляционной надежности экранного контура, включенного на выносной циклон, в условиях значительных колебаний уровня воды от расчетных, при различных нестационарных режимах работы котла целесообразно высоту нижней водяной части циклона (от оси барабана до нижнего днища циклона) принимать не менее 2,5—3,0 м. Таким образом, общая высота выносного циклона составляет обычно 4,5—5,0 м. В верхней части циклона устанавливается выравнивающий дырчатый потолок. Скорость пара в отверстиях этого потолка рекомендуется принимать равной 0,75—0,85 от значения скорости пара в паропроводящей трубе от циклона. В этих условиях живое сечение потолка обычно составляет 15—20% от сечения циклона. Как уже отмечалось, высокая эффективность выносного циклона как сепарирующего элемента обеспечивается при достаточно больших значениях тангенциальных скоростей входа пароводяной смеси в корпус циклона. Естественно, что при высоких скоростях входа гидравлическое сопротивление циклона составляет достаточно большую величину, которую необходимо учитывать при расчете циркуляционного контура экрана. Наиболее просто выносные циклоны могут быть включены в экранные контуры, имеющие достаточно большую высоту. При модернизации существующих старых типов котлов, позволяющих устанавливать экранные контуры небольшой высоты, сопротивление циклонов может быть уменьшено путем выбора типа ввода в циклон с минимальным сопротивлением, а также за счет уменьшения количества циркулирующей через циклон воды путем применения в экранном контуре рециркуляционных труб.

влаги и получения чистого пара конструкции циклонов должны выполняться таким образом, чтобы внутреннее сечение циклона F превышало общее сечение ввода пароводяной смеси f в 10—20 раз, т. е. чтобы $F/f = 10 \div 20$. Такое конструктивное соотношение сечений обеспечивает при всех нагрузках циклона необходимое соотношение между значениями тангенциальной скорости входа u и осевой подъемной скорости пара ω_0 , которое соответственно составит $u/\omega_0 = 10 \div 20$, причем меньшие значения отношений относятся к циклонам с меньшими диаметрами (< 275 мм). Для циклонов с таким соотношением сечений f и F выбор допустимой нагрузки производится по графику (рис. 3-3), построенному по опытным данным для циклона $D_{\text{вн}} = 275$ мм с отношением $u/\omega_0 = 20$ для различных давлений. По указанному графику для данной высоты паровой части циклона H может быть найдена допустимая весовая нагрузка циклона. Следует отметить, что расчетная высота циклона H принимается от оси верхнего ввода пароводяной смеси до дырчатого потолка. Для определения допустимой нагрузки при других диаметрах циклонов следует, пользуясь указанным графиком, пересчитывать весовую нагрузку пропорционально отношению площадей сечения циклонов. Обычно высота парового объема выносных циклонов H принимается равной 1,3—1,5 м. Паровая нагрузка циклонов для определенных значений диаметров его может быть подсчитана также исходя из значений максимально допустимых осевых скоростей пара, приведенных ниже:

Давление пара p , ат	10—15	35—45	100—110
Основная (подъемная) скорость пара ω_0 , м/сек	0,9—1,3	0,65—0,80	0,30—0,35

В приведенной таблице меньшие значения скорости ω_0 , м/сек, относятся к более высоким значениям давления пара, более высокие скорости допустимы при меньших давлениях. Ниже в табл. 3-3 приводятся значения допустимых паровых нагрузок, т/ч, выносных циклонов в зависимости от их различных наружных диаметров, мм.

Как показали исследования, а также длительная эксплуатация отдельных типов циклонов, для предотвращения уноса котловой воды с паром нижняя кромка входного штуцера или улитки

Ниже приводятся формулы для подсчета сопротивлений входа для различных типов выносных циклонов. Сопротивление на входе в циклон с безулиточным тангенциальным вводом пароводяной смеси может быть подсчитано по формуле

$$\Delta p_{\text{ц}} = \xi \frac{u_1^2}{2g} \gamma_{\text{см}}, \text{ кг/м}^2, \quad (3-5)$$

где ξ — коэффициент сопротивления для выхода смеси в циклон, может приниматься $\xi = 1,0$;

u_1 — скорость смеси во входном штуцере циклона, м/сек;

$\gamma_{\text{см}}$ — удельный вес пароводяной смеси на входе в циклон, кг/м³.

Для определения сопротивления циклонов с улиточным вводом ЦКТИ рекомендует пользоваться следующей формулой:

$$\Delta p_{\text{ц}} = (\xi_1 u_1^2 + \xi_{11} u_{11}^2) \frac{\gamma_{\text{см}}}{2g}, \text{ кг/м}^2, \quad (3-6)$$

где ξ_1 — коэффициент сопротивления для выхода смеси из подводящих труб к циклону;

u_1 — скорость смеси в подводящих трубах, м/сек;

u_{11} — скорость смеси в самом узком сечении улитки (в выходной щели), м/сек;

ξ_{11} — коэффициент сопротивления улитки;

$\gamma_{\text{см}}$ — удельный вес пароводяной смеси на входе в циклон, кг/м³.

По данным ЦКТИ при расчетах можно принимать:

$\xi_1 = 1,0$;

$\xi_{11} = 2,0$ — для внешних улиток;

$\xi_{11} = 1,4$ — для внутренних улиток;

$\xi_{11} = 1,0$ — для укороченных внутренних улиток с направляющей лопастью и для безулиточных вводов.

Рекомендуемые ЦКТИ величины коэффициентов сопротивления получены при стендовых испытаниях и на действующих котлах и даны с некоторым запасом в сторону увеличения. Приведенные выше данные показывают, что наибольшим сопротивлением обладают циклоны с внешней улиткой. Наименьшим сопротивлением обладают циклоны с тангенциальным вводом (ЦЭМ) и циклоны с внутренними укороченными улитками (ЦКТИ).

Кроме того, вводы с внешней улиткой конструктивно сложны в изготовлении и при недостаточно тщательном выполнении (которое трудно контролируется) могут приводить к повышенному уносу солей. Наиболее просты в изготовлении вводы с внутренними укороченными улитками и тангенциальные безулиточные вводы. Сле-

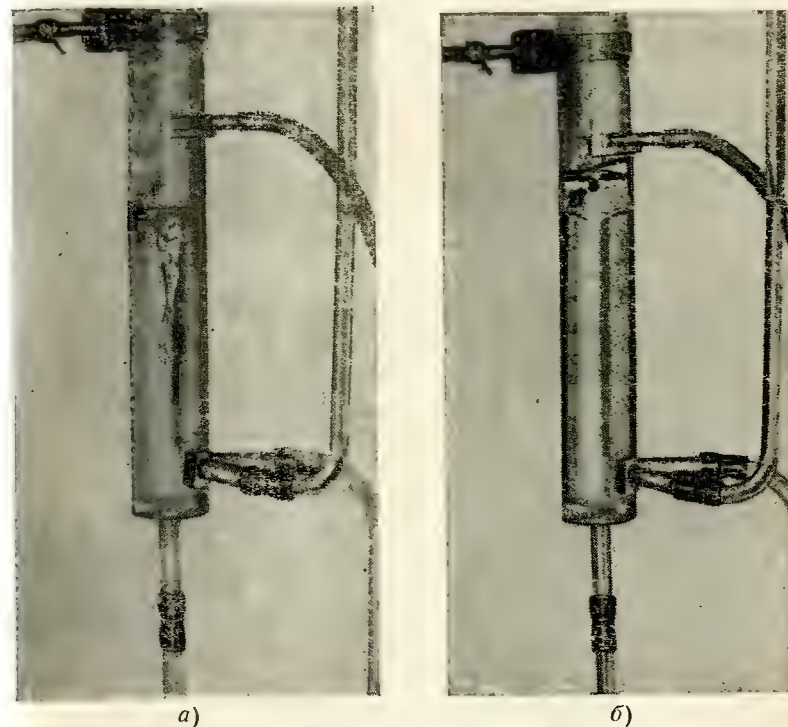


Рис. 3-10. Модель циклона.

а — с подводом воды непосредственно на уровень; б — с подводом воды на опорный конус.

дует отметить, что при всех типах улиточных вводов пароводяной смеси в циклон последняя подается непосредственно на уровень воды циклона, в результате чего весь водяной объем циклона закручивается и вращается с некоторой средней угловой скоростью, зависящей от скорости выхода пароводяной смеси, высоты водяного объема циклона и т. д. Это вращение приводит к образованию воронки и к возможному захвату пузы-

рей пара в опускную систему. На рис. 3-10,а показана стеклянная модель циклона с подводом воды непосредственно на уровень. В трубке ясно видна глубокая воронка, образовавшаяся в расположенном ниже водяном объеме, которая почти доходит до днища модели. Во избежание захвата пара в опускную систему циркуляционного контура все циклоны с вводом пароводяной смеси непосредственно на уровень воды должны снабжаться в нижней части циклона крестовиной, ликвидирующей вращение воды над входом в опускные трубы (см. рис. 3-9,а). Высота крестовины должна составлять не менее $(1,0—1,5)d_{ц}$, где $d_{ц}$ — внутренний диаметр циклона. Крестовину следует устанавливать по высоте таким образом, чтобы ввод питательной воды располагался примерно на середине высоты крестовины. В отличие от этих типов циклонов существует успешно работающая конструкция циклона ПКК треста Центроэнергомонтаж (рис. 3-9,б), в которой тангенциальный подвод пароводяной смеси осуществляется на опорный конус 1, и поэтому расположенный ниже конуса водяной объем циклона 2 остается неподвижным (рис. 3-11). Вращающийся на конусе небольшой объем воды 3, поступающий из циркуляционного контура экрана, непрерывно стекает по стенкам циклона через кольцевой зазор шириной 25—35 мм между конусом и циклоном. При стекании указанный поток воды 4 затормаживается с помощью вертикальных ребер 5, установленных в зазоре между конусом и стенкой циклона. На рис. 3-10,б показана стеклянная модель циклона с подводом воды на опорный конус с крестовиной. В этом случае при тех же расходах и скоростях входа воды, что и в случае непосредственного подвода на уровень воды, весь водяной объем, расположенный ниже опорного конуса, остается

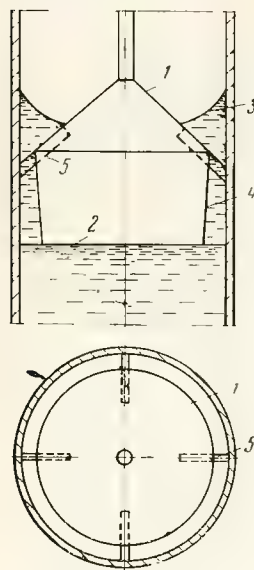


Рис. 3-11. Схема подвода пароводяной смеси на опорный конус циклона.

1 — опорный конус; 2 — горизонтальный уровень воды; 3 — вращающийся уровень воды; 4 — стекающий поток воды; 5 — вертикальные ребра, затормаживающие вращающийся поток.

спокойным без образования каких-либо воронок. Штуцера опускных труб целесообразно располагать в нижнем днище циклона. Во избежание возникновения кавитации при входе в эти трубы в моменты аварийного опускания уровня рекомендуется в нижнее днище циклонов вваривать штуцера с диаметром трубы большим, чем диаметры опускных труб. К указанным штуцерам опускные трубы присоединяются через плавные переходы. Подвод питательной воды осуществляется на высоте 700—800 мм от днища циклона. Для забора воды непрерывной продувки вводится внутрь циклона горизонтальная трубка со срезом. Трубка должна устанавливаться на определенной допустимой высоте (обычно на высоте 600—700 мм выше подвода питательной воды), исключая возможность опускания уровня воды ниже этой высоты. Для обеспечения возможности прокатки шаров опускной системы и паротводящих труб к циклону необходимо предусматривать установку на корпусе циклона нескольких лючков, двух внизу над опускными трубами, других в районе подводящих труб.

3-4. ВЫНОСНЫЕ ЦИКЛОНЫ С ПРЕДВКЛЮЧЕННЫМИ ЦИКЛОНАМИ ГРУБОЙ СЕПАРАЦИИ И ВЫНОСНЫЕ ЦИКЛОНЫ С ДВУХСТУПЕНЧАТОЙ СЕПАРАЦИЕЙ ПАРА

Преследуя цель разгрузки невысоких циркуляционных контуров от значительных гидравлических сопротивлений на входе в выносной циклон, ОРГРЭС предложил в контур экранов перед выносным циклоном включать циклоны грубой сепарации, в которые пароводяная смесь от экранов подводится с небольшими входными скоростями. На рис. 3-12 изображена такая схема с предвключенными циклонами грубой сепарации. Циклон грубой сепарации, в котором отношение тангенциальной скорости входа к осевой $u/w_0 < 4—5$, выдает влажный пар в обычный выносной циклон, где происходит окончательная очистка пара от влаги. Из циклона грубой сепарации возвращается по рециркуляционным трубам 70—80% воды, циркулирующей в экранном контуре котла, что позволяет применять указанную схему включения выносных циклонов в экранных контурах небольшой высоты без опасения за надежность работы циркуляционных контуров. Некоторые организации выполнили соответствующие проекты и осуществили модернизацию кот-

Схема системы отопления с двумя циклонами. Циклон 1 (верхний) имеет трубу 2, ведущую к циклону 4 (нижнему). Циклон 4 имеет трубу 3, ведущую к циклону 5 (нижнему). Циклон 5 имеет трубу 6, ведущую к циклону 1. Циклон 1 имеет трубу 5, ведущую к циклону 4. Циклон 4 имеет трубу 3, ведущую к циклону 5. Циклон 5 имеет трубу 6, ведущую к циклону 1.

1 — выпускной циклон; 2 — пред-
включенный циклон грубой сепара-
ции; 3 — верхний коллектор экра-
на; 4 — рециркуляционные трубы;
5 — опускные трубы; 6 — экранные
трубы.

So

6-2023

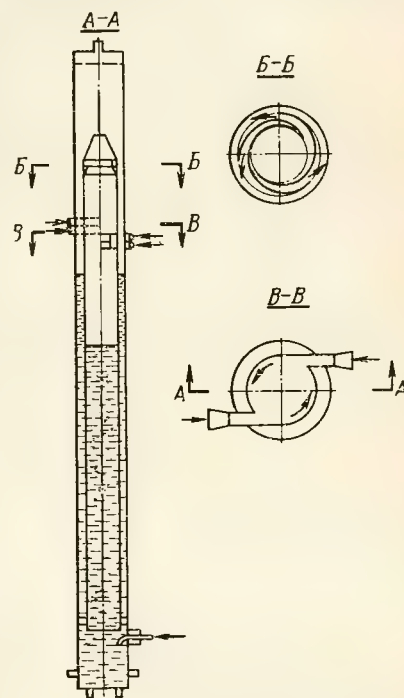


Рис. 3-13. Выносной циклон с двойной сепарацией пара.

тивности работы первой ступени сепарации. Для обеспечения эффективности работы второй ступени сепарации при повышенной производительности этих циклонов по сравнению с обычными конструкциями выносных циклонов отношение тангенциальной скорости пара в сопловом аппарате u к осевой подъемной скорости в циклоне w_0 следует принимать не менее $u/w_0 \geq 20-30$. Однако выбор максимальных значений скорости пара в сопловом аппарате для каждого давления пара ограничивается предельной величиной допустимого расхождения уровней воды между первой и второй ступенями сепарации, которое не должно превышать 1 000—1 500 мм. Поэтому более высокие значения отношений u/w_0 могут применяться при давлении 13 ат и меньшие для среднего давления пара. Поскольку эффективность работы второй ступени, а также расхождение уровней воды между ступенями зависят от влажности пара в конце первой ступени, во всех случаях, когда надежность циркуляционных контуров позволяет применять повышенные потери на входе в циклон, целесообразно принимать максимально возможные приведенные скорости входа пара в эту ступень, обеспечивая тем самым минимальную влажность пара в конце первой ступени сепарации. В этом случае, как показали промышленные испытания котла низкого давления ($p=13$ ат) с циклоном двойной сепарации, влажность пара в конце циклона грубой сепарации, даже при больших подъемных скоростях пара, все же остается довольно низкой и практически не превышает $x=0,05-0,1$. Что же касается качества пара в конце циклона второй ступени, то, как показали испытания при повышении нагрузки его в 2 с лишним раза по сравнению с обычными циклонами, обеспечивается выдача чистого пара. Промышленные испытания циклона с двойной сепарацией на среднем давлении пара показали, что нагрузка такого циклона также может быть повышена более чем в 2 раза по сравнению с циклоном обычной конструкции.

ОБЩИЕ ВОПРОСЫ, СВЯЗАННЫЕ С ПОВЫШЕНИЕМ ТЕПЛОВОЙ МОЩНОСТИ ТОПОЧНЫХ КАМЕР ПАРОВЫХ КОТЛОВ

4-1. ГОРЕЛОЧНЫЕ УСТРОЙСТВА И НАДЕЖНОСТЬ РАБОТЫ ЦИРКУЛЯЦИОННЫХ КОНТУРОВ ТОПОЧНЫХ КАМЕР

На выносные циклоны включаются преимущественно экранные контуры котла. Надежная работа этих контуров, связанных с циркуляционным контуром котла отдельными соединительными трубами по пару и воде, в сильной степени зависит от точности расчетного определения паропроизводительности этих контуров при различных топочных режимах работы котла. Для определения паропроизводительности отдельных элементов котла необходимо осуществлять подробный тепловой расчет котла и устанавливать величину тепла, передаваемого в топке путем лучеиспускания. Как известно, количество тепла, поглощаемого в топке путем лучистого теплообмена, зависит от количества, вида и способа сжигания топлива, температуры подогрева воздуха, избытка воздуха и т. п.

В настоящей главе рассматриваются вопросы, связанные с интенсификацией работы топочных камер как при сжигании твердого топлива, так и при сжигании газа и мазута. Приводятся основные характеристики слоевых механизированных топок, пылеугольных топок с твердым шлакоудалением, а также расчетные характеристики двухкамерных топок с циклонными предтопками. Приводятся также характеристики газомазутных горелок, выпускаемых нашими заводами, и отмечается, что при сжигании мазута, используя эти горелки, в топочной камере наблюдают большую неравномерность в распределении теплового потока по высоте и ширине топки.

Максимальные значения теплового напряжения экранных поверхностей нагрева с такими горелками достигают $500 \cdot 10^3$ ккал/м²·ч и выше.

Высокие локальные тепловые нагрузки отдельных труб экранных панелей, включенных на выносные циклоны, могут вызывать эксплуатационные неприятности,

связанные с возможностью отложений в этих трубах вторичных фосфатно-железистых накипей.

В узких топочных камерах растопка и работа на обычных мазутных форсунках может также приводить к перегреву металла труб в районе непосредственного обогрева экранных труб факелом.

В связи с этим при сжигании мазута весьма перспективным является применение горелочных устройств, исключающих возможность появления высоких локальных тепловых нагрузок в отдельных экранных трубах. К таким устройствам могут быть отнесены всякого рода циклонные предтопки, а также горелки циклонного типа, описанные в настоящей главе.

4-2. ИНТЕНСИФИКАЦИЯ РАБОТЫ ТОПОЧНЫХ КАМЕР ПРИ СЖИГАНИИ ТВЕРДОГО ТОПЛИВА

В настоящее время в небольших промышленных котельных слоевые колосниковые решетки с ручным обслуживанием заменяются механизированными слоевыми топками. Кроме того, малоэффективные механизированные топочные устройства, например устаревшие цепные решетки, замещаются более совершенными. При такой модернизации слоевых топочных устройств увеличение тепловой мощности топки происходит за счет максимально возможного расширения площади зеркала горения решетки, допускаемого конструктивными особенностями данного котельного агрегата. Ниже в табл. 4-1 приводятся расчетные характеристики слоевых механизированных топок. Значительного повышения тепловой мощности слоевых топочных устройств можно достичь за счет интенсификации сжигания топлива в слое на некоторых типах решеток. Зарубежный и отечественный опыт слоевого сжигания каменных и бурых углей показывает, что из всех механических топок цепные решетки обратного хода с пневмо-механическим забросом топлива позволяют при сжигании каменных и бурых углей достигать максимальной интенсификации среднего значения теплового напряжения Q/R решетки. Для большей части каменных и бурых углей по сравнению с обычными цепными решетками допустимые значения тепловых напряжений Q/R повышаются на 40—50%. Такая интенсификация сжигания угля на решетках обратного хода объясняется тем, что при механическом забросе топ-

Таблица 4-1

Наименование показателей	Обозначения и единицы измерения	Топки с цепной решеткой		Топки с цепной решеткой прямого хода и низко-напорным пневмозабросом			
		без шахты	с подсушивающей шахтой	Каменные угли		Бурые угли	
		донецкий антрацит АС, АМ, А ^п =2	кусковой торф, W ^P =45—50%, А ^п =3	типа Кузнецких Д и Г, А ^п =1,4	типа Донецких Д и Г, А ^п =3,2	типа артемовского, W ^P =7,4%, А ^п =4,2	типа веселовского, W ^P =8,4%, А ^п =6,5
Видимое тепловое напряжение зеркала горения	$\frac{BQ_n^p}{R}$, тыс. ккал/м ² ·ч	1 000	1 500—1 900	1 000	1 000	1 400	1 400
Видимое тепловое напряжение топочного объема	$\frac{BQ_n^p}{V_T}$, тыс. ккал/м ³ ·ч	250—400	250—400	250—400	250—400	250—400	250—400
Коэффициент избытка воздуха в топке	α_T	1,5—1,6	1,3	1,4—1,5	1,4—1,5	1,3—1,4	1,3—1,4
Доля золы топлива в уносе	$a_{зп}$, %	10	—	20	16	19	15
Потеря от химической неполноты сгорания	$q_{з}$, %	0,5	1	0,5	0,5	0,5	0,5
Потеря со шлаком	$q_{4ш}$, %	5	—	1,5	2,5	3	4
Потеря с уносом	$q_{4зн}$, %	8,5	—	4,5	3,5	2,5	3
Суммарная потеря от механической неполноты сгорания	q_4 , %	13,5	2	6	6	5,5	7
Давление воздуха под решеткой	p_d , мм вод. ст.	100	100	80	80	80	80
Температура дутьевого воздуха	t_v , °C	25 или 150—200	250	25 или 150—200	25 или 150—200	200—250	200—250

лива на эти решетки наиболее крупные куски пролетают значительную часть топочной камеры и подсушенные, хорошо подготовленные к горению падают на решетку. В связи с этим на таких цепных решетках отсутствуют по длине ее зоны подсушки, подготовки топлива к горению, которые на обычной цепной решетке составляют значительную часть ее. Это обстоятельство и обеспечивает активную работу всей длины решетки обратного хода и соответственно значительное повышение среднего значения теплового напряжения зеркала горения Q/R . Ниже в табл. 4-2 приведены основные расчетные параметры цепных решеток обратного хода при работе на различных видах твердого топлива. Следует отметить, что обычно при установке цепных решеток обратного хода топочная камера выполняется открытой, в связи с чем такие топочные устройства должны снабжаться возвратом уноса из зольников котлоагрегата и вторичным дутьем. Сопла вторичного дутья и возврата уноса располагаются обычно на задней стенке топки. В приведенных табл. 4-1 и 4-2 указаны значения приведенной

влажности $W^п = \frac{W_p \cdot 10^3}{Q_p^п}$ и приведенной зольности $A^п = \frac{A_p \cdot 10^3}{Q_p^п}$ топлива. Значения потерь с уносом даны

в случаях сжигания рядовых каменных и бурых углей с содержанием мелочи от 0 до 0,09 мм — 2,5% и при отсутствии возврата уноса и острого дутья. Потеря с уносом изменяется прямо пропорционально содержанию пылевых частиц в топливе. При наличии возврата уноса и острого дутья потеря с уносом уменьшается в 2—3 раза. При горячем дутье, применяемом взамен холодного, величина расчетного видимого теплового напряжения решетки Q/R может быть увеличена на 8—10%. Камерные топки для сжигания твердых топлив в виде пыли применяются в паровых котлах только при производительности котлов 35 т/ч и выше, за исключением антрацитовых штыбов, полуантрацитов и тощих углей, пылевидное сжигание которых рекомендуется для котлов паропроизводительностью от 75 т/ч и выше. Для фрезерного торфа камерное сжигание рекомендуется в котлах производительностью выше 20 т/ч. В котлах от 2,5 до 20 т/ч для сжигания фрезерного торфа можно применять пневматические топки ЦКТИ системы

Таблица 4-2

Наименование показателей	Обозначения и единицы измерения	Топки с пневмо-механическими забрасывателями и цепной решеткой обратного хода							
		Каменные угли				Бурые угли			
		Кузнецкие Д и Г, А ^п =1,4	Донецкие Д и Г, А ^п =3,2	Сучанские, А ^п =5,7	Кузнецкие ГСС, А ^п =1,69	Ириш-Бороднянские, В ^п =8,8 А ^п =4,6	Артемовские, В ^п =7,4 А ^п =4,2	Веселовские, В ^п =8,4 А ^п =3,5	Подмосковные, В ^п =12,8, А ^п =8,9
Видимое тепловое напряжение зеркала горения	$\frac{BQ_{II}^p}{R}, \frac{\text{тыс. ккал}}{\text{м}^2 \cdot \text{ч}}$	1 400	1 400	1 300	1 400	1 400	1 400	1 400	1 000
Видимое тепловое напряжение топочного объема	$\frac{BQ_{II}^p}{V_T}, \frac{\text{тыс. ккал}}{\text{м}^3 \cdot \text{ч}}$	250				400			
Коэффициент избытка воздуха в топке	α_T	1,3—1,4	1,3—1,4	1,3—1,4	1,3—1,4	1,3—1,4	1,3—1,4	1,3—1,4	1,3—1,4
Доля золы топлива в уносе	$a_{ун}, \%$	20	16	11	20	27	19	15	11
Потеря от химической неполноты сгорания	$q_3, \%$	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5
Потеря со шлаком	$q_4^{ш}, \%$	1,5	2,5	4,5	2	1	3	4	5
Потеря с уносом	$q_4^{ун}, \%$	4,5	3,5	3	10	5	2,5	3	3
Суммарная потеря от механической неполноты сгорания	$q_4, \%$	6	6	7,5	12	6	5,5	7	8
Давление воздуха под решеткой	$P_p, \text{мм вод. ст.}$	50	50	50	50	50	50	50	50
Температура дутьевого воздуха	$t_B, ^\circ\text{C}$	25 или 150—200	25 или 150—200	25 или 150—200	25 или 150—200	150—250	150—250	150—250	150—250

Таблица 4-3

Топка	Вид топлива	Коэффициент избытка воздуха в топке α_t	Допустимое теплонпряженье топочного объема $\frac{BQ_H^p}{V}$ Тыс. ккал/м ³ ·ч	Потери тепла q_3+q_4 , %
Пылеугольная с сухим шлакоудалением	Каменные угли $V_r > 25\%$	1,25	140—190	0,5—2,5
	Бурые угли	1,25	150—200	0,5—1
	Сланцы эстонские	1,25	120—160	0,5—1,5
	Фрезерный торф	1,25	150—200	0,5—1,5
Пневматическая ЦКТИ системы А. А. Шершнева	Фрезерный торф	1,25—(1,4) ¹	120 (до 300) ¹	0,5—6

Примечание. Значения, приведенные в скобках, даны для топок двух камерного типа.

А. А. Шершнева. Представляет также значительный технический интерес сжигание фрезерного торфа в полуфакельной слоевой топке системы С. В. Татищева. Применение такого способа сжигания фрезерного торфа в кот-

Таблица 4-4

Тип амбразуры	Топливо	Скорость v , м/сек, в соплах эжекционных амбразур			
		аэро-смеси	вторичного воздуха	верхних	нижних
Амбразура с горизонтальными рассекателями Эжекционная амбразура	Фрезторф	4—6	25—30	—	—
	Сланец	3,5—5	—	15—25	25—35
	Бурый уголь	4—6	—	15—25	25—35
	Каменный уголь $V_r > 30\%$	—	—	15—25	25—35
Щелевая амбразура (с плоскопараллельными струями)	Фрезторф*	4—6	—	20—30	30—40
	Бурый уголь**	7—12	40—50	—	—

* Скорость дутья из холодной воронки 12 м/сек.

** Скорость выхода аэросмеси и вторичного воздуха из амбразур горелки составляет 20—40 м/сек.

лах производительностью 30—60 т/ч позволяет обеспечить экономичное сжигание этого топлива при очень небольших капитальных затратах на модернизацию топочной камеры. Расчетные характеристики камерных топок при сжигании твердых топлив для котлов производительностью 15 т/ч и выше приведены в табл. 4-3.

Большие значения теплового напряжения топочного объема принимаются для котельных с меньшим числом часов использования установленной мощности (≤ 1500 ч в год), а также при модернизации котлоагрегатов и, в частности, при применении шахтных мельниц с эжекционными амбразами или щелевыми амбразами с плоскопараллельными струями взамен открытых амбразур. Амбразы шахтно-мельничных топок следует устанавливать возможно ближе к холодной воронке. Минимальное расстояние от боковой грани крайних амбразур до прилегающих стен должно быть не менее 400 мм. Выбор скоростей в амбразах и соплах шахтно-мельничных топок рекомендуется производить по данным табл. 4-4.

Конструкция щелевой амбразуры с плоскопараллельными струями или с так называемыми «тонкими струями» для фрезерного торфа представлена на рис. 4-1. На каждую мельницу устанавливаются обычно по две горелки. Амбразы горелок представляют собой вертикальные щели шириной b и высотой h . Сопло вторичного воздуха вместе с выходной амбразурой и каналами первичного воздуха образует эжектор. Скорость пылевоздушной смеси по выходе из горелок рекомендуется

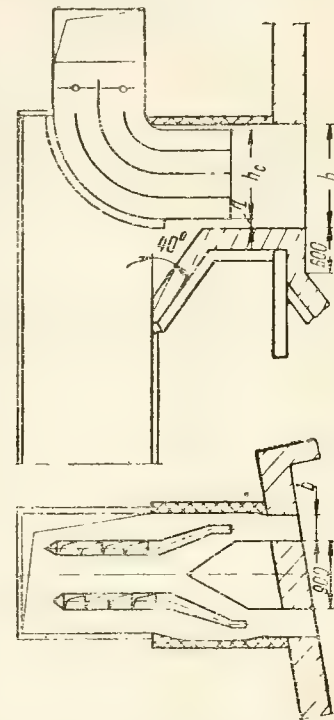


Рис. 4-1. Щелевая амбразура с плоско-параллельными струями.

В зависимости от производительности котла принимать следующую:

Производительность котла, $m^3/ч$	До 35	50—75	90—120	230 и выше
Скорость смеси, $m/сек$	14—16	15—20	20—25	25—35

Число горелок принимается кратным числу мельниц. Простенки между горелками принимаются равными 700—1000 мм. (Большие значения для котлов большей производительности.) Отношение высоты к ширине принимается в пределах $h/b=3,0 \div 4,5$, т. е. при $h=1500$ мм, $b=250—400$ мм. Значения скорости сушильного агента в каналах первичного воздуха и скорости вторичного воздуха приведены в табл. 4-3. Высота сопла вторичного воздуха принимается $h_c=h-a$, где $a=0 \div 200$ мм, т. е. при $h=1500$ мм и $a=200$ мм $h_c=1500-200=1300$ мм.

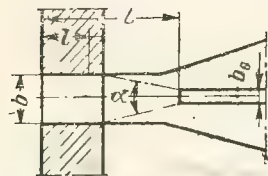


Рис. 4-2. Схема установки сопла вторичного воздуха в щелевой амбразуре с плоско-параллельными струями.

b — ширина амбразуры;
 b_0 — ширина сопла вторичного воздуха; L — расстояние сопла вторичного воздуха от внутренней стенки топки; l — расстояние полного заполнения канала амбразуры от стенки топки; α — угол раскрытия струи вторичного воздуха.

ха при ее расширении с углом раскрытия $\alpha=18—20^\circ$ (рис. 4-2), причем расстояние конца расширения струи от края амбразуры принимается $l=300 \div 400$ мм. Сжигание каменных углей в шахтно-мельничных топках с открытыми амбразурами характеризуется невысокой экономичностью в основном за счет повышенной потери тепла с механическим недожогом и недостаточной устойчивостью процесса. Ниже приводится пример модернизации такой топки, выполненной по проекту ПКК треста Центроэнергомонтаж. Для надежного и экономичного сжигания каменного угля типовая шахтно-мельничная топка котла ТП-30 была реконструирована. Шахты были герметизированы путем установки в местах прохода вала дополнительных уплотнений, что обеспечило возможность работы с давлением в мельницах и шахтах до 50—60 мм вод. ст. В тракте горячего воздуха к мельницам была организована подача холодного воздуха для сни-

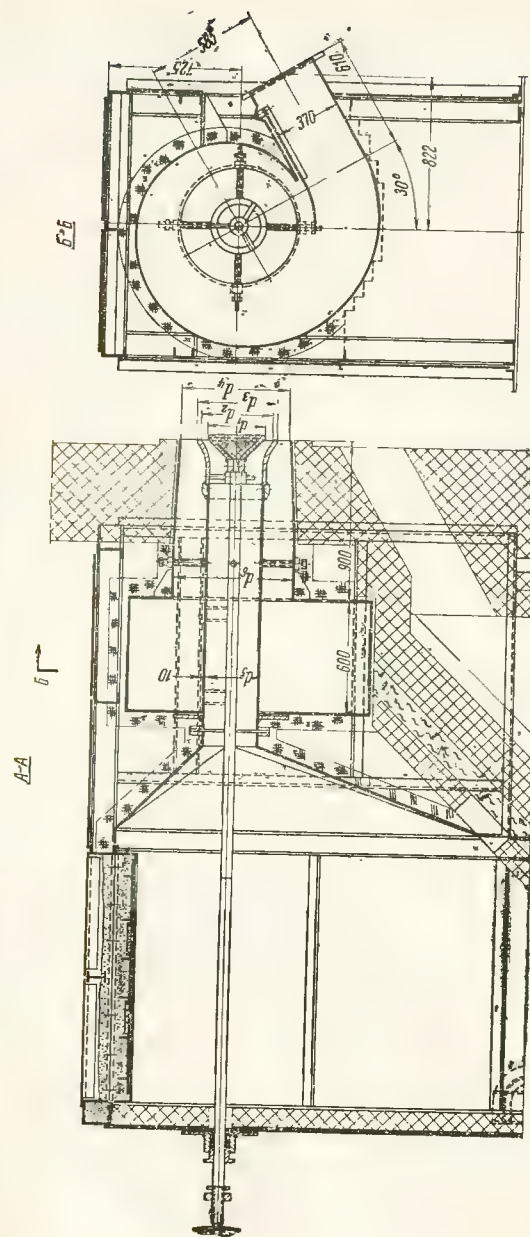


Рис. 4-3. Турбулентная горелка к шахтно-мельничной топке.

жения температуры аэропыли до 60 – 100° С. На фронтальной стене топочной камеры взамен открытых амбразур установлены две турбулентные горелки с конусами-рассекателями (рис. 4-3). Горелки были рассчитаны для работы на каменном угле типа донецкого газового угля и для работы на буром угле типа подмосковного. Ниже в табл. 4-5 приведены основные данные указанных горелок и соответствующие их размеры.

Таблица 4-5

Наименование	Подмосковный уголь	Каменный уголь типа донецкого
Расход топлива, кг/ч	4 300	2 500
Скорость первичного воздуха, м/сек . .	25,0	18,0
Скорость вторичного воздуха, м/сек . .	23,2	24,5
Размеры, мм:		
d_1	350	460
d_2	480	480
d_3	510	510
d_4	700	700
d_5	357	357
d_6	800	800

Большое количество балансовых опытов, проведенных на этом котле бригадой ВТИ и ЦЭМ, показало, что каменные угли типа донецкого газового угля можно надежно и экономично сжигать в шахтно-мельничных топках, оборудованных такими горелками. Показатели тепловой работы этого топочного устройства не хуже полученных при сжигании таких углей в пылеугольной топке с шаровыми или среднеходовыми мельницами. Учитывая, что шахтно-мельничная топка с горелочными устройствами значительно проще, чем пылеугольное топочное устройство с шаровыми или среднеходовыми мельницами, а износ мелющих элементов невелик (смена всех бил 1 раз в месяц), целесообразно применять также шахтно-мельничные топки для сжигания каменных углей (типа газового донецкого) для средних и крупных установок, при этом удельный расход электроэнергии на размол не превышает 27 кВт·ч/т. Более значительной интенсификации тепловой работы объема топки и повышения экономичности процесса при сжигании пылеугольного топлива можно достигнуть при применении двухка-

Таблица 4-6

Наименование	Обозначения и единицы измерения	Горизонтальные циклонные топки				Топки с вертикальными предтопками			
		Бурые угли		Каменные угли		Бурые угли	Каменные угли	Тощие угли	АШ
		Дробленка	Грубая пыль	Дробленка	Грубая пыль				
Потеря тепла от механического недожога в циклонах и камерах догорания	$q_4, \%$	5	1	10	2	—	—	—	—
То же в предтопках	$q_{4пр}, \%$	—	—	—	—	1	2	5	10
Потеря тепла от химической неполноты сгорания в циклонах и камере догорания	$q_3, \%$	0,5	0,5	0,5	0,5	—	—	—	—
То же в предтопке	$q_{3пр}, \%$	—	—	—	—	1	1	1	1
Потеря тепла от механического недожога в камере топки	$q_4, \%$	0,2	0,2	0,5	1,0	0,2	0,5	1	3
Коэффициент избытка воздуха в циклоне (предтопке)	$\alpha_{пр}$	1,07	1,07	1,07	1,07	1,05	1,05	1,05	1,05
Коэффициент избытка воздуха на выходе из топки	α_t	1,10	1,10	1,10	1,10	1,10	1,10	1,15	1,15
Тепловое напряжение сечения циклона (предтопки)	$\frac{BQ_N^p}{F} 10^6 \frac{\text{ккал}}{\text{м}^2 \cdot \text{ч}}$	12—14	10—12	12—14	10—12	16—18	16	16	12—15
Общее тепловое напряжение объема топки	$\frac{BQ_N^p}{V}, \frac{\text{тыс. ккал}}{\text{м}^3 \cdot \text{ч}}$	250—300		225—250		250—300	225—250	200—250	200—250
Тепловое напряжение циклонов (предтопки) и камеры догорания	$\frac{BQ_N^p}{V}, \frac{\text{тыс. ккал}}{\text{м}^3 \cdot \text{ч}}$	1 100		1 100		650—750	650—750	500—600	500—600
Доля золы топлива в уносе	$a_{уи}$	0,1—0,2		0,1—0,2		0,2—0,25	0,2—0,25	0,25—0,30	0,35—0,40

мерных топок с циклонными предтопками горизонтального или вертикального типа.

Следует отметить, что при сжигании твердого топлива в двухкамерных топках с горизонтальными циклонами топливо может поступать в виде дробленки или грубой пыли. Ниже в табл. 4-6 приводятся расчетные характеристики двухкамерных топок с горизонтальными циклонами или с вертикальными предтопками.

4-3. ИНТЕНСИФИКАЦИЯ РАБОТЫ ТОПОЧНЫХ КАМЕР ПРИ СЖИГАНИИ ГАЗА И МАЗУТА

Опыт сжигания газового и жидкого топлива показывает, что интенсификация сжигания этих топлив зависит в первую очередь от интенсификации процесса смесеобразования топлива и воздуха, так как указанный процесс является наиболее длительной стадией подготовки топлива перед горением. Таким образом, возможность интенсификации сжигания газа и мазута в топочных камерах в основном связана с выбором и созданием тех конструкций горелочных устройств, которые отличаются наилучшей организацией смесеобразования топлива и воздуха. При сжигании природного газа к таким горелочным устройствам в первую очередь относятся инжекционные горелки среднего давления, где весь воздух предварительно смешивается с газом. Такие горелки состоят из двух частей — смесителя и стабилизатора горения. При применении в качестве стабилизатора туннелей с насадками из огнеупорных материалов в них обеспечивается 80—95% сгорания горючего газа. Однако применение таких горелочных устройств ограничивается в настоящее время их небольшой производительностью и значительными габаритами. В более крупных котлах широко применяются турбулентные газовые горелки с центральным или периферийным подводом газа в закрученный поток воздуха. Такие горелки в зависимости от их конструктивного выполнения и организации в них предварительного смешения горючего газа и воздуха могут обеспечивать значительную интенсификацию теплового напряжения объема топочной камеры при достаточно высокой экономичности топочного процесса. Повышение степени турбулизации потока воздуха и газа хорошо улучшает смесеобразование и является основным путем интенсификации сжигания газа в топочных камерах. При-

менение турбулентных горелок с высокой степенью турбулизации потока может практически обеспечить достаточно экономное сжигание природного газа с тепловым напряжением объема топочной камеры $Q/V=500-700 \cdot 10^3 \text{ ккал/м}^3 \cdot \text{ч}$. Кроме того, степень предварительного смешения газа с воздухом в турбулентных горелках зависит от места расположения газовых отверстий в воздушном потоке. При размещении газовых отверстий в конце амбразуры непосредственно вблизи топочной камеры предварительное смешение газа с воздухом почти отсутствует. Наоборот, при размещении этих отверстий на большом расстоянии от конца амбразуры (400—500 мм) достигается не только хорошее перемешивание газа с воздухом, но также и его воспламенение и частичное сгорание внутри горелочного устройства, что является недопустимым, так как приводит к разогреву самого горелочного устройства. При скорости воздуха в амбразуре около 30 м/сек и скорости выхода газа из отверстий 120—150 м/сек оптимальное расстояние газовых отверстий от края амбразуры составляет для природного газа 200—250 мм. Следует иметь в виду, что указанное расстояние в сильной степени зависит от состава газа, пределов воспламеняемости его и для каждого горючего газа имеет свое значение. На рис. 4-4 представлена турбулентная горелка для сжигания природного газа и мазута с центральным подводом газа, разработанная ПКК треста Центроэнергомонтаж. Производительность горелки по газу составляет 900 м³/ч и по мазуту 850 кг/ч. Скорость воздуха в узком сечении амбразуры составляет 30—35 м/сек. В связи с увеличением удельного веса природного газа в топливном балансе страны на ряде электростанций (Белоруссэнерго и Калининэнерго) в качестве основного топлива наряду с фрезерным торфом стал применяться природный газ. В связи с этим появилась необходимость иметь комбинированные горелочные устройства, позволяющие надежно, устойчиво и экономично сжигать как природный газ, так и фрезерный торф, без переделок при переходе с одного вида топлива на другой. В 1961 г. ПКК треста Центроэнергомонтаж разработала щелевую горелку для раздельного и совместного сжигания природного газа и фрезерного торфа. Горелки были установлены на котле производительностью 90/75 т/ч для сжигания газа Дашавского месторождения и фрезерного торфа (рис. 4-5). На каждый ко-

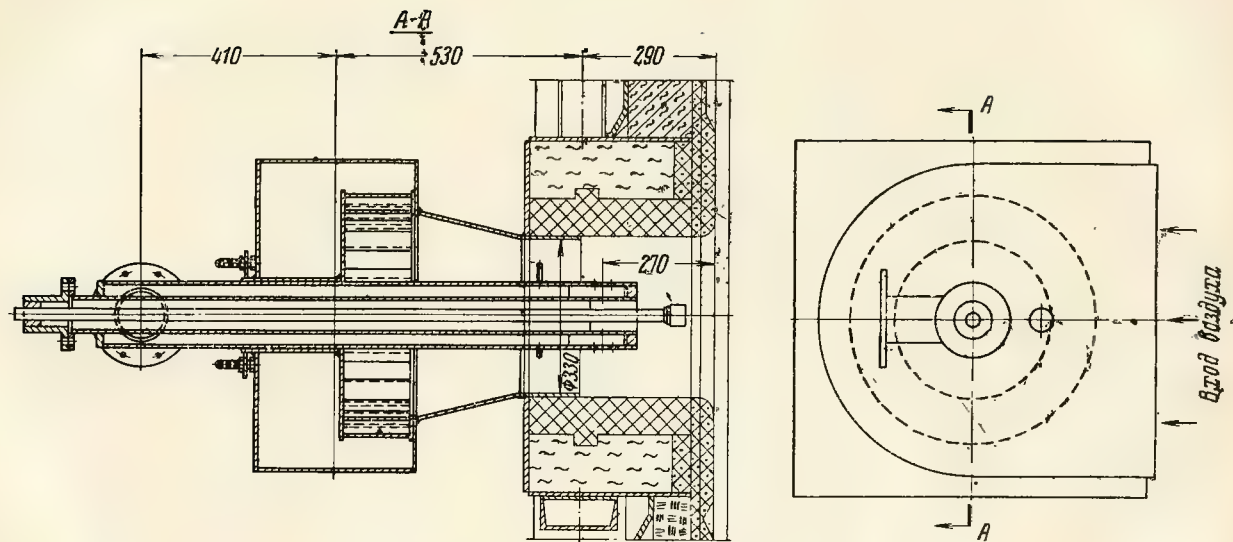


Рис. 4-4. Турбулентная газомазутная горелка с центральным подводом газа.

тел установлены четыре горелки, по две на каждую мельницу. Амбразуры горелок представляют собой вертикальные щели шириной 370 мм и высотой 1450 мм. Для сжигания газа на каждую горелку предусмотрено два газовых коллектора, расположенных с обеих сторон канала горелки. Газ поступает через калиброванные

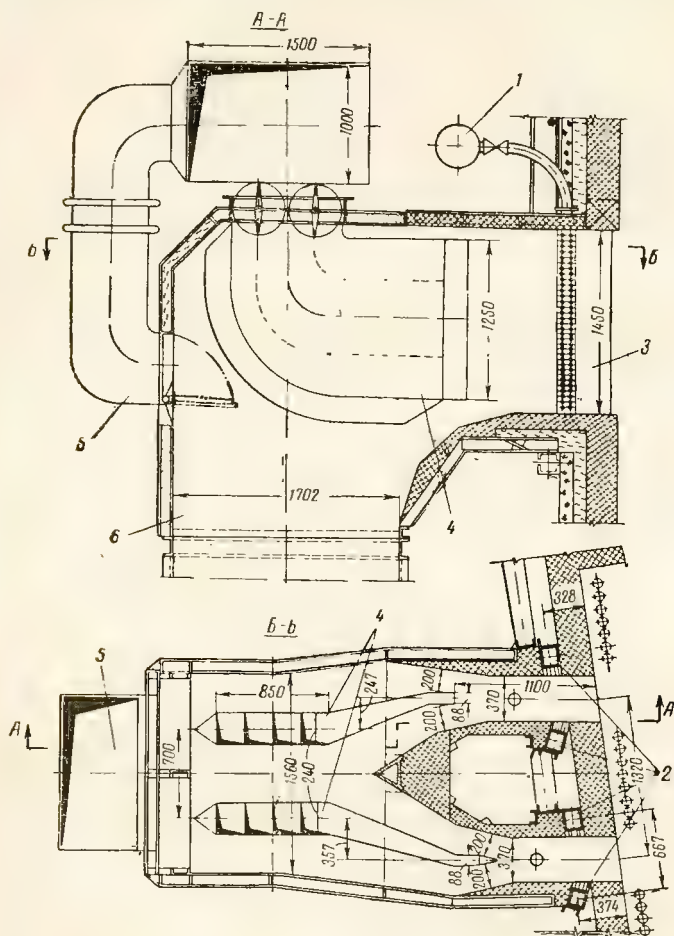


Рис. 4-5. Комбинированная щелевая горелка для сжигания природного газа и фрезторфа.

1 — газопровод; 2 — газовые коллекторы с отверстиями; 3 — вертикальные амбразуры; 4 — эжекционные сопла; 5 — подвод первичного воздуха при газе; 6 — головка сепарационной шахты.

сопла этих коллекторов в поток воздуха через отверстия диаметром 6,5 и 15 мм со скоростью до 90 м/сек. Одна часть необходимого для горения воздуха подается через эжекционные сопла, другая через воздуховод и головку сепарационной шахты. При сжигании газа молотковые мельницы отключаются закрытием шиберов в сепарационных шахтах. После реконструкции котлоагрегаты устойчиво и экономично работали на фрезерном торфе; средний к. п. д. составлял 88,6% — близкий к проектному. При переходе на газообразное топливо номинальная паропроизводительность котлоагрегата повышалась на 20%, а к. п. д. на 5—5,5%. Увеличение к. п. д. котлов при работе на газе по сравнению с расчетными является следствием отсутствия потерь с химическим недожогом и уменьшения потерь с уходящими газами за счет уменьшения избытка воздуха в топке. На котле были также проведены опыты по совместному сжиганию фрезерного торфа и газа. Результаты опытов подтвердили целесообразность совместного сжигания природного газа и фрезерного торфа в комбинированных горелочных устройствах. При раздельном сжигании (подача газа на горелки только одной мельницы) ухудшаются условия перемешивания топлива с воздухом и увеличивается химический недожог. При совместном сжигании даже при более низких коэффициентах избытка воздуха ($\alpha=1,15\div 1,21$) химического недожога не наблюдалось. Опытами установлено, что минимально допустимая доля газа в смеси топлива по количеству выделяющегося тепла из условия поддержания безопасного давления в газопроводе перед горелками не менее 40 мм вод. ст. составляет 0,37—0,2. Максимально возможная доля газа в смеси для данного типа горелочных устройств с молотковыми мельницами составляет 0,46—0,6 и лимитируется температурой аэросмеси в шахтах мельниц. В настоящее время большое количество котлов электростанций систем Калининэнерго и Белоруссэнерго снабжено по проектам ПКК треста Центроэнерго-монтаж указанными комбинированными горелочными устройствами и успешно эксплуатируется в течение ряда лет как на природном газе, так и на фрезерном торфе. В отличие от природного газа при сжигании мазута особо важное значение имеет процесс распыливания, так как в зависимости от качества последнего увеличивается поверхность испарения и улучшаются условия образования смеси частиц горючего

с воздухом. Наиболее экономичное сжигание жидкого топлива достигается в тех случаях, когда фракционный состав топливных частиц обеспечивает оптимальные условия развития процесса. Основным назначением мазутных форсунок является обеспечение необходимого тонкого распыливания мазута, причем качество распыливания мазута не должно ухудшаться при изменении в определенных пределах расхода мазута на форсунки. Современные мазутные горелки и форсунки должны обеспечивать возможность экономичного сжигания мазута с тепловыми напряжениями топочного объема 350—500·10³ ккал/м³·ч, причем потери тепла от химической неполноты сгорания не должны превышать 0,5—1% при значениях коэффициента избытка воздуха в топке $\alpha_T=1,1$. При использовании многосернистых мазутов целесообразно обеспечивать сжигание топлива с малыми избытками воздуха $\alpha_T=1,02\div 1,03$, что позволяет избежать наличия в газоходах котла свободного кислорода и дополнительного окисления SO₂ в SO₃. При отсутствии в газах SO₃ резко понижается температура точки росы, при которой происходит наиболее агрессивная сернокислотная коррозия (от 140 до 50—65°С) и значительно уменьшаются плотные золотые отложения в конвективных пакетах. В зависимости от способа распыливания мазута форсунки делятся на механические, паровые, паромеханические и воздушные. По сравнению с форсунками других типов механические форсунки обеспечивают более тонкое распыливание.

Таблица 4-7

Типы форсунок	Производительность, кг/ч, при давлении	
	$p=20 \text{ ат}$	$p=35 \text{ ат}$
ОН-547-01	400	500
ОН-547-02	600	800
ОН-547-03	800	1 000
ОН-547-04	1 200	1 500
ОН-547-05	1 600	2 000
ОН-547-06	2 000	2 600

Примечание. Во всех форсунках меняются только завп-хригель и сопло.

В табл. 4-7 приведены характеристики механических форсунок, изготовляемых заводом «Ильмарине». Давле-

Таблица 4-9

Наименование показателей	Газомазутные горелки		
	ГМГ-2	ГМГ-4	ГМГБ-12
Производительность горелки по мазуту, $кг/ч$	200	400	1 200
Диапазон регулирования, % . . .	20—100	20—100	20—100
Давление:			
основного воздуха при номинальной нагрузке, $мм вод. ст.$	120	120	170
мазута при номинальной нагрузке, $ат$	20	20	30—35
распыливающего пара или воздуха, $ат$	1—1,5	1—1,5	2—3
Расход пара на дополнительный распыл, $кг/кг$	0,02—0,025	0,02—0,025	0,03
Вязкость топлива после подогрева, $^{\circ}ВУ*$	3—4	3—4	3
Угол раскрытия факела, $град$	80—85	80—85	85
Длина факела при номинальной нагрузке, $м$	2,0	2,5	3,6

* $^{\circ}ВУ$ —условная вязкость, представляет собой время (*сек*) вытекания пробы постоянного объема из вискозиметра.

ние мазута перед механическими форсунками обычно поддерживается на уровне 10—35 *ат*. Снижение давления мазута ниже 10 *ат* приводит к значительному ухудшению качества распыливания. В связи с этим производительность механических форсунок может уменьшаться только на 20—25% от номинальной. Более глубокое регулирование производительности котла осуществляется путем отключения отдельных форсунок, что обычно приводит к сильному увеличению избытка воздуха в топке при пониженных нагрузках котла. Форсунки с паровым распыливанием обеспечивают достаточно глубокое регулирование производительности при сохранении хорошего качества распыливания. Однако эти форсунки чрезвычайно неэкономичны, так как потери тепла достигают 3—5%. В табл. 4-8 приведены характеристики мазутных форсунок с паровым распыливанием (МФПР), изготовляемых заводом «Ильмарине».

Таблица 4-8

Типы форсунок	Производительность форсунки, кг/ч						
	Диаметр, мм при рабочем давлении пара, ат						
	сопла	диффузора	4	7	10	13	16
МФПР-1	4	11,5	115	175	240	300	365
МФПР-2	5	14,0	—	275	370	470	560
МФПР-3	6	17,0	—	390	535	675	820

В настоящее время в ЦКТИ разработаны горелочные устройства, допускающие регулирование нагрузки в диапазоне от 20 до 100% номинальной производительности. Распыливание мазута в горелочных устройствах этого типа осуществляется при помощи паромеханической форсунки, конструкция которой разработана ЦКТИ совместно с заводом «Ильмарине». В табл. 4-9 приведены основные характеристики газомазутных горелок с паромеханическими форсунками.

На рис. 4-6 представлена газомазутная горелка типа ГМГБ-12 производительностью по мазуту 1200 $кг/ч$. Регулирование работы указанных горелок осуществляется следующим образом: до нагрузки 25—30% ниже номинальной уменьшается только напор мазута перед форсунками. При снижении давления топлива ниже 10 *ат* для улучшения распыливания мазута дополнительно

применяется пар или воздух. Горелки типа ГМГБ выполняются заводом с правой и левой закруткой потока. За рубежом находят применение так называемые ротационные горелки центробежного действия, обеспечивающие глубокое регулирование производительности. В таких го-

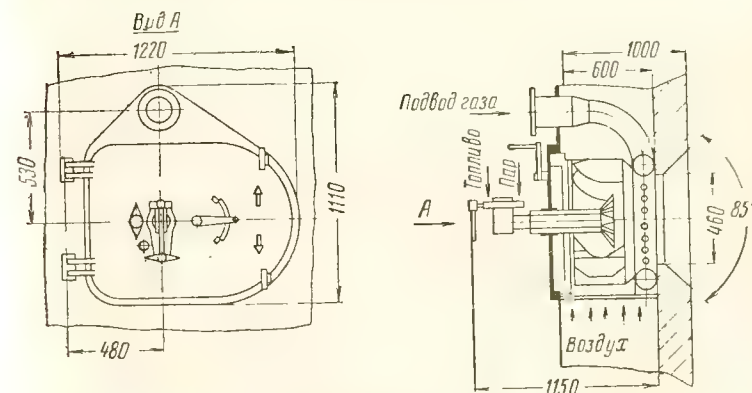


Рис. 4-6. Газомазутная горелка типа ГМГБ-12.

релках мазутные форсунки приводятся во вращательное движение от электромотора. Регулирование производительности таких горелок осуществляется за счет изменения числа оборотов форсунки. Существенным недостатком таких горелок является сложность их изготовления и высокая их стоимость. При выборе количества и компоновки комбинированных газомазутных горелок в топочной камере следует исходить из целесообразности установки меньшего количества более мощных горелок, устанавливая не менее двух горелок на котел. При одноконтурном и встречном размещении горелок необходимо обеспечивать следующие расстояния: между рядами горелок при коридорном их расположении (по вертикали) не менее $2,5D_a$, где D_a — диаметр амбразуры горелки; между осями горелок (по горизонтали) не менее $2,5D_a$; от оси горелки до боковой стены топки $(1,5—2,0)D_a$; от оси горелки до пода топки не менее $2,0D_a$. Глубина топки при одноконтурном размещении горелок не менее $5D_a$, а при встречном не менее $6D_a$. Скорости воздуха в наиболее узком сечении амбразур комбинированных горелок рекомендуется принимать равными $30—35$ м/сек при номинальной производительности котла. В заключение следует отметить, что экономичность сжигания как мазута, так и природного газа улучшается при применении горячего воздуха. При более высоких напряжениях топочного объема $Q/V \geq (500—1500) \times 10^3$ ккал·м³·ч время пребывания газов в топочной камере значительно сокращается и процессы смесеобразования, испарения и горения мазута должны быть резко интенсифицированы. В таких условиях необходимо обеспечивать более тонкое распыливание мазута и увеличение завихривания воздуха в горелках. Как известно, средний диаметр капли при распыливании мазута тем меньше, чем меньше диаметр отверстия форсунки и больше скорость движения капли. Поэтому при применении обычных горелочных устройств с форсунками механического распыливания для достижения более тонкого распыливания необходимо затрачивать большее количество энергии, расход которой обратно пропорционален квадрату среднего диаметра капель. Практически для получения такого тонкого распыливания мазута в обычных горелках давление мазута должно быть поднято перед форсунками до $50—70$ ат. Интенсификация завихривания воздуха достигается за счет зна-

чительной потери давления воздуха в горелках (до $300—400$ мм вод. ст.). Одновременно с этим опыты МО ЦКТИ, проведенные при сжигании мазута в циклонных предтопках, показывают, что интенсификация сжигания мазута в предтопках достигается без применения тонкого распыливания мазута. Исследования показали, что при применении в этих предтопках механических форсунок изменение давления мазута перед форсунками в пределах от 20 до 2 ат не влияет на качество сжигания, причем максимальная форсировка таких циклонных предтопок была достигнута для $Q/F = 20 \cdot 10^6$ ккал/м²·ч. Можно предполагать, что в циклонных предтопках, где тангенциальная скорость входа воздуха при всех нагрузках поддерживается постоянной и достаточно высокой, качество распыливания определяется взаимодействием закрученного потока воздуха и вытекающей из форсунки жидкой струи. Видимо, крупные капли из вытекающей струи под воздействием воздушного потока дробятся на мелкие, быстро прогреваются в потоке воздуха за счет лучистого теплообмена, испаряются и образуют быстро сгорающие газообразные продукты. Указанные особенности работы циклонных предтопок позволили ПКК треста Центроэнергомонтаж разработать новый тип циклонных горелок для сжигания мазута. В отличие от циклонных предтопок, в которых должно заканчиваться полное сгорание мазута, циклонные горелки должны обеспечивать процесс смесеобразования, испарения, воспламенения и частичного сгорания топлива внутри горелки. Хорошо перемешанная горячая смесь, выходя из такой горелки, догорает в топочной камере в виде короткого факела длиной $1,0—2,0$ м. Применение таких циклонных горелок для сжигания мазута позволит поднять значение общего теплового напряжения топочного объема до величины $1000—1500 \cdot 10^3$ ккал/м³·ч при избытке воздуха $\alpha = 1,05—1,07$. В отличие от циклонных предтопок такие горелочные устройства должны обладать значительно меньшими габаритами (диаметром и длиной), что позволяет при одной и той же турбулизации потока уменьшить перед горелками величину потребного напора воздуха. Учитывая, что, кроме эффективного смесеобразования, циклонные горелки должны обеспечивать лишь частичное сжигание топлива при максимальной нагрузке горелки, можно предполагать, что размеры этих горелок, исходя из условий сжигания при максимальной нагрузке

внутри горелок не более 50% всего топлива, следует выбирать, принимая значения условного видимого теплового напряжения сечения горелки $Q/F=35-45 \times 10^6$ ккал/м²·ч. Уменьшение размеров горелки позволяет резко сократить количество тепла, поглощаемого стенками горелки. Опыты МО ЦКТИ с циклонными предтопками показали, что прямая отдача в циклоне невелика и при хорошей футеровке составляет в среднем $35-60 \cdot 10^3$ ккал/м²·ч. Это позволяет отказаться от включения циклонной горелки в циркуляционную систему котла и ограничиться охлаждением горелки низконапорной водой, используемой в тепловой схеме котельной или станции. Применение такой низконапорной воды для охлаждения стенок горелки значительно упрощает конструкцию и уменьшает вес горелки. На рис. 4-7 изображена разработанная ПКК треста Центроэнергомонтаж конструкция циклонной горелки для сжигания мазута и газа. Горелка представляет собой горизонтальный цилиндр с внутренним диаметром 800 мм и длиной цилиндрической части 800 мм. Производительность горелки по мазуту достигает 1500 кг/ч и по газу 1700 м³·ч. В передней части горелки имеются два тангенциальных входа для воздуха с язычковыми шиберами, снабженными одним общим приводом. В каждом воздушном сопле устанавливается по одной форсунке с механическим распыливанием. Вдоль каждого воздушного сопла устанавливаются газовые коллекторы с отверстиями для подвода газа непосредственно в поток воздуха. Горелка снабжается плоскими, охлаждаемыми водой днищами. Выходное окно имеет диаметр 600 мм. Цилиндрическая поверхность горелки и переднее днище покрываются шипами, на которые наносится футеровка толщиной 25 мм. Футеровка выполняется из хромомagneзитовой или электрокорундовой массы. Переднее днище горелки выполняется съемным, чем обеспечиваются хорошие условия для ремонта футеровки горелки. Охлаждение стенок горелки, которое осуществляется низконапорной водой, позволяет выполнять горелки из металла толщиной не более 8 мм. Регулирование производительности горелки осуществляется в большом диапазоне изменения нагрузки; при этом давление воздуха перед горелкой поддерживается постоянным для обеспечения расхода воздуха с неизменной скоростью при всех нагрузках. На рис. 4-8 изображена характеристика такой горелки. По

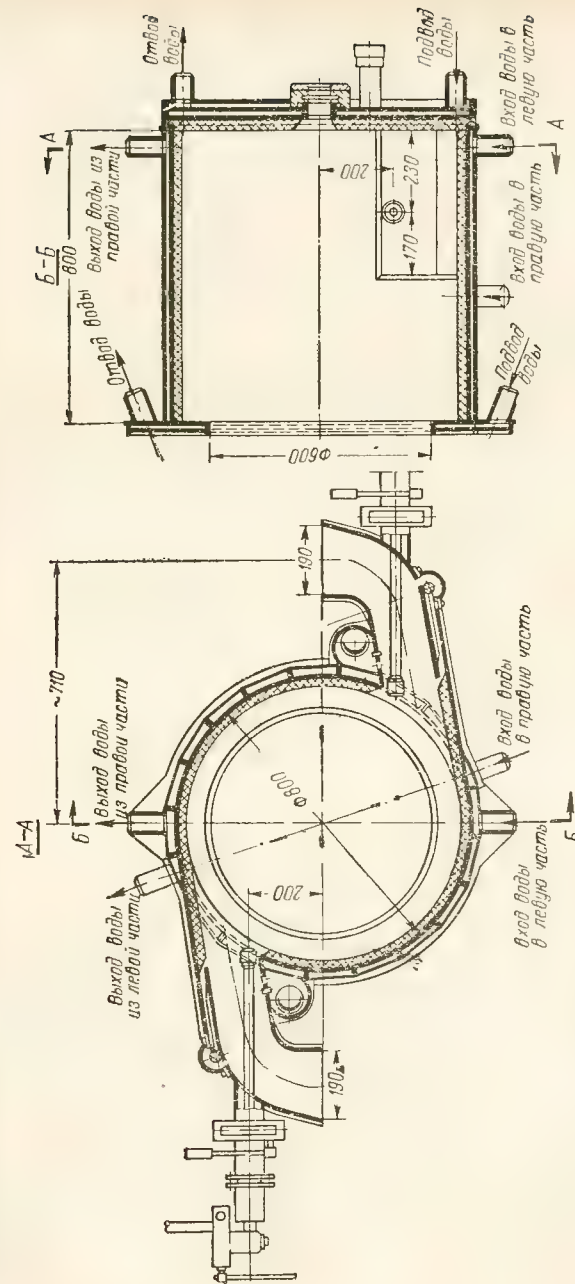


Рис. 4-7. Газомазутная циклонная горелка конструкции ПКК треста Центроэнергомонтаж.

оси абсцисс отложена производительность котла, по оси ординат — давление мазута или газа. На рис. 4-8 отмечен предел А регулирования механических форсунок в обычных горелочных устройствах и предел Б регулирования тех же форсунок в горелках циклонного типа. Как видно из графика, эти пределы регулирования для

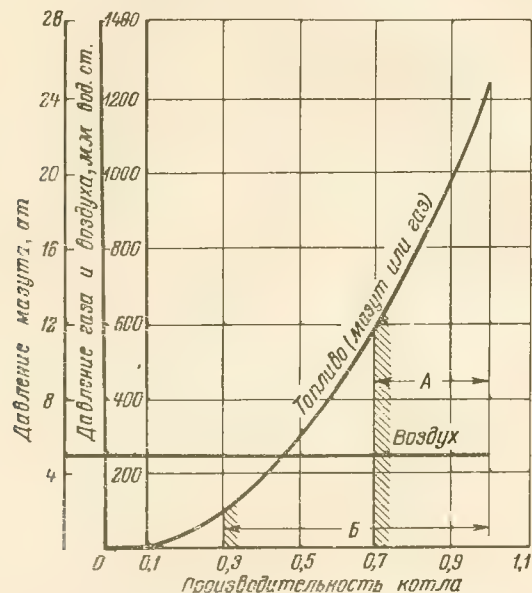


Рис. 4-8. Характеристика горелки с циклонным способом смесеобразования.

А — пределы регулирования механических форсунок в обычных горелках; Б — пределы регулирования механических форсунок в циклонных горелках.

циклонных горелок возрастают в два с лишним раза и достигают величины 0,3 от номинальной нагрузки. Если учитывать, что каждая циклонная горелка снабжается не менее чем двумя форсунками, минимальная нагрузка каждой циклонной горелки может достигать величины 0,1—0,15 от номинальной, т. е. даже при установке одной циклонной горелки обеспечивается глубокое регулирование производительности котла. Такой тип комбинированного газомазутного устройства благодаря своей простоте, с одной стороны, и эксплуатационных преимуществ,

с другой стороны, может явиться одним из основных направлений развития конструкций горелочных устройств при интенсификации сжигания газа и мазута.

4.4. ЭКРАНИРОВАНИЕ ТОПОЧНОЙ КАМЕРЫ И ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРОПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ ОТДЕЛЬНЫХ ЭКРАННЫХ ПАНЕЛЕЙ

При модернизации котлов и увеличении тепловой мощности топочной камеры возникает необходимость установки на стенах топки новых экранных поверхностей, обеспечивающих надлежащее снижение температуры газов в конце топки. При выборе величины экранирования следует учитывать, что с ростом поверхности нагрева экранов на стенах топочной камеры будет изменяться температура газов в конце топки, что в некоторых случаях может повлечь за собой снижение температуры перегретого пара. С другой стороны, недостаточная лучевоспринимающая поверхность нагрева в топке приводит к шлакованию стен, в особенности при камерном способе сжигания твердого топлива; недостаточное закрытие экранами стен топочной камеры при сжигании газа и мазута приводит к быстрому разрушению обмуровки топки. При определении расхода топлива в модернизированных котлах необходимо учитывать, что температура уходящих газов в зависимости от температуры питательной воды и расчетной стоимости топлива (для котлов при давлении свыше 30 ат) C_T^p , руб/т у. т., должна приниматься по табл. 4-10. Если существующие хвосты

Таблица 4-10

Топливо	Температура уходящих газов в зависимости от температуры питательной воды и расчетной стоимости C_T^p , руб/т у. т.			
	$t_{п.в}=150^\circ \text{C}$		$t_{п.в}=215-235^\circ \text{C}$	
	$C_T^p=2-4$	$C_T^p=7-12$	$C_T^p=2-4$	$C_T^p=9-12$
Сухое, $W^п \leq 2$ и газ	110—120	110	120—130	110
Влажное, $W^п=5-20$	110—130	110—120	140—150	120—130
Сильно влажное, $W^п > 20$	130—140	—	160—170	—

вые поверхности не обеспечивают возможность получения температуры уходящих газов в указанных пределах, возникает необходимость реконструкции существующих хвостовых поверхностей.

Для котлов низкого давления ($p \leq 30$ ат) температура уходящих газов должна приниматься следующая:

Топливо	$t_{\text{ух}}, ^\circ\text{C}$ (не ниже)
Угли с $W^{\text{п}} \leq 6$ и природный газ	120—130
Угли с $W^{\text{п}} = 6—16$	140—150
Мазут	150—160
Торф	170—190

При сжигании сернистого мазута с нормальными избытками воздуха температура точки росы должна приниматься 145°C и температура стенки воздухоподогревателя для исключения коррозии должна быть не ниже 155°C . Температура уходящих газов в этом случае должна приниматься, как указано выше, на уровне $150—160^\circ\text{C}$. При сжигании сернистого мазута с малыми избытками воздуха ($\alpha_{\text{т}} = 1,02 \div 1,03$) температура уходящих газов может быть снижена до $110—120^\circ\text{C}$. Предельно допустимая температура газов на выходе из камерных топок котлов среднего давления при наличии за топкой разреженных поверхностей нагрева должна приниматься по табл. 4-11.

Таблица 4-11

Топливо	Температура газов, $^\circ\text{C}$
Антрацитовый штыб АИШ, полуантрациты и тощие угли	1 150
Кизеловские угли (Г и отсев)	1 100
Кизеловский промпродукт ПП	1 050
Подмосковный уголь	1 100
Богословский и веселовский угли	1 150
Ангренский уголь	900
Канско-ачинские угли (ирша-бородинские, назаровские, итатские, боготольские)	900
Сланцы эстонские, гдовские и волжские	950
Фрезерный торф	1 000

Для всех других не перечисленных выше топлив температуру газов на выходе из топki ориентировочно можно принимать равной средней температуре начала деформации золы, но не выше $1\,150^\circ\text{C}$. Теплообмен в топ-

ке зависит от характера горящего факела. Когда топливо сгорает ярко светящимся факелом, как, например, при мазуте, происходит интенсивный лучистый теплообмен и температура газов в конце топki при этом значительно ниже, чем в случае сжигания в той же топочной камере топлив с малосветящимся факелом, например природного газа. Так же резко ухудшается лучистый теплообмен в топке при сжигании влажных топлив, что приводит к возрастанию температуры на выходе из топki. Опытами последних лет установлено, что поверхности нагрева, даже при отсутствии шлакования, в какой-то мере загрязняются летучей золой и выделяющимися из дымовых газов частицами минеральных веществ (щелочей, кремнекислых соединений и т. п.). Имея весьма низкую теплопроводность, эти отложения создают значительное дополнительное тепловое сопротивление и резко повышают температуру тепловоспринимающей поверхности. По этим причинам считающиеся в эксплуатации чистые поверхности нагрева воспринимают значительно меньшее количество тепла, чем на них падает из топочного объема. Загрязнения в процессе теплообмена в топках приводят к тому, что на топливах, дающих слабое загрязнение (например, при сжигании природного газа), тепловосприятие поверхностей нагрева оказывается сильно зависящим от загрязнения поверхностей, образовавшегося при сжигании других топлив (мазута или угольной пыли) в той же топке. Наряду с этим непосредственные измерения поглотительной способности пламени при сжигании мазута и пыли пламенных углей и антрацита свидетельствуют о том, что наблюдаемые в опытах величины заметно отличаются от определяемых нормативным расчетом. Мазутное светящееся пламя обычно заполняет не всю топку, а лишь часть ее, причем доля объема, заполненная светящимся факелом, увеличивается с ростом тепловой нагрузки топki. При обычно применяемых форсунках и нагрузках до $15 \cdot 10^3—20 \cdot 10^3$ ккал/м³·ч светящийся мазутный факел развивается лишь в части топочного объема, непосредственно прилегающей к форсункам, т. е. в этих случаях светящийся мазутный факел заполняет примерно около половины топочного объема. Только при повышении нагрузки до 10^6 ккал/м³·ч весь объем топki практически полностью заполняется светящимся факелом. Эти данные показывают, что значение степени черноты мазутных

гопок существующей методикой расчета несколько увеличивалось. Напротив, сжигание антрацитовой пыли дает факел более плотный, чем это принимается по расчету для случая полусветящегося пламени. Здесь оказалось, что основную роль играет не излучение золы и сажистых частиц, как это принято в расчете, а излучение горячей угольной пыли. Опытами также установлена зависимость интенсивности лучистого теплообмена от скорости сгорания топлива. Быстрое сгорание, соответствующее лучшей предварительной подготовке топлива, приводит к тому, что в корне факела развиваются более высокие температуры и интенсифицируется теплоотдача. Этот эффект значительно сглаживает разницу между тепловосприятиями экранов при сжигании газа со светящимся и несветящимся пламенем. Аналогичным образом должны влиять на теплообмен условия организации процесса горения угольной пыли. Интенсивность теплообмена в топочной камере зависит в основном от величины полезного тепловыделения в топке, которая определяет теоретическую температуру горения топлива. С понижением этой температуры при сжигании низкокалорийных топлив теплообмен в топочной камере резко ухудшается и радиационные поверхности экранов работают с очень пониженными тепловыми нагрузками. Применение в этом случае горячего воздуха не только улучшает сжигание топлива, но также и интенсифицирует теплообмен в топочной камере. Следует отметить, что и для таких высококачественных топлив, как природный газ и мазут, применение подогрева воздуха повышает теплообмен в топочной камере. Например, применение при сжигании мазута подогрева воздуха до $350\text{--}400^\circ\text{C}$ обеспечивает повышение удельных тепловых нагрузок радиационных поверхностей нагрева примерно на 25% [Л. 27]. Такая интенсификация теплообмена в топке позволяет при одних и тех же размерах экранных поверхностей значительно сократить размеры конвективных испарительных поверхностей нагрева. На основании полученных новых экспериментальных данных ЦКТИ совместно с ВТИ в настоящее время подготовлены новые нормативные методы расчета теплообмена в однокамерных и двухкамерных топках. Распределение тепловых нагрузок по экранам, расположенным на разных стенах топки, существенно зависит от рода топлива и условий протекания топочно-го процесса. Из-за отсутствия надежных опытных дан-

ных в настоящее время можно лишь полагать, что для полностью экранированных топков с фронтным расположением горелок нагрузка заднего экрана примерно на 20% превышает среднюю, а нагрузка фронтных экранов может составлять 80—100% от средней. При угловых горелках можно предполагать, что распределение тепловых нагрузок по стенам топки приближается к равномерному. При определении тепловосприятия отдельных экранных поверхностей следует учитывать неравномерности распределения тепловых нагрузок как по периметру, так и по высоте топки. Принятое распределение необходимо проверять, составляя общий баланс радиационного тепловосприятия. Для правильной оценки особенностей работы тех или иных экранных труб в условиях нестационарного режима и, в частности, при растопке котла следует учитывать, что наибольшая неравномерность в распределении теплового потока по высоте и ширине топки имеет место при сжигании мазута. В таких топках отношение максимальной тепловой нагрузки (на уровне горелок) к минимальной лежит в пределах от 3 до 5, причем максимальное значение теплового напряжения экранных поверхностей нагрева в мазутных топках достигает значения $500 \cdot 10^3 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч}$ и выше. Для приближенной оценки максимальной величины теплового напряжения экранных поверхностей нагрева по отдельным исследованиям ВТИ, ЦКТИ и зарубежным предлагается считать, что отношение максимальной величины теплового напряжения к средней для мазутных топков с фронтным расположением горелок при отсутствии соприкосновения факела с трубами экрана равно 1,4—1,8 (в среднем 1,6). В топках с угловым расположением горелок или с фронтными горелками, в которых факел касается труб, это соотношение доходит до величины 2,5. Следует отметить, что высокие локальные тепловые нагрузки экранных труб, возникающие при сжигании мазута, предъявляют особые требования к циркуляционному контуру, к схеме питания контура, к качеству питательной и котловой воды и к выбору типа горелочного устройства и места его расположения в топке.

Опыт эксплуатации паровых котлов, в том числе и котлов низкого давления типа ДКВР с узкой топочной камерой, показывает, что несоблюдение этих требований приводит к быстрому отложению в этих сильно напря-

жежных экранных трубах как называемых вторичных накипей (фосфатных, железифосфатных, железистых и железомедистых). Отложение таких накипей резко ухудшает теплопередачу через стенки, что приводит к перегреву экранных труб. Паропроизводительность того или иного экрана, питание которого осуществляется за счет продувки барабана или предыдущей ступени испарения с выносным циклоном, может быть подсчитана из следующего выражения:

$$D = \frac{Q_{\text{экp}}}{r}, \text{ кг/ч.} \quad (4-1)$$

Теплопроизводительность отдельного экрана

$$Q_{\text{экp}} = \frac{Q_{\text{л.экp}}}{\Sigma H_{\text{л.экp}}}, \text{ ккал/ч,} \quad (4-2)$$

где $Q_{\text{л}}$ — общая лучистая теплоотдача в топочной камере, ккал/ч, по данным теплового расчета;
 $H_{\text{л.экp}}$ и $\Sigma H_{\text{л.экp}}$ — лучевоспринимающая поверхность данного экрана и суммарная радиационная поверхность в топке, м^2 ;
 r — скрытая теплота парообразования для данного давления пара, ккал/кг.

Следует отметить, что лучевоспринимающая поверхность соответствующего экрана $H_{\text{л}}$ определяется как произведение площади стены $F_{\text{п}}$, занятой экраном, на угловой коэффициент экрана x , т. е.

$$H_{\text{л}} = F_{\text{п}} x, \text{ м}^2.$$

Площадь стен $F_{\text{п}}$ определяется как произведение расстояния между осями крайних труб данного экрана b , м, на соответствующую освещенную длину экранных труб l , м.

Освещенная длина экранных труб ограничивается теми же пределами, которыми ограничивается учитываемая при подсчете активного объема топочной камеры часть объема топки. Угловой коэффициент экранов x определяется в зависимости от их конструктивных характеристик по кривым, приведенным в нормативном методе теплового расчета [Л. 1]. Средняя тепловая нагруз-

ка экранов топочной камеры соответственно выражается:

$$q_{\text{ср}} = \frac{Q_{\text{л}}}{\Sigma H_{\text{л.экp}}}. \quad (4-3)$$

При экранах, включенных на выносные циклоны, когда часть питательной воды подается, помимо барабана, непосредственно в циклоны, паропроизводительность экрана составит:

$$D_{\text{экp}} = \frac{Q_{\text{экp}}}{[i_{\text{п}} - (i_{\text{п.в.х}} - (1-x)i_{\text{п}})]}, \text{ кг/ч,} \quad (4-4)$$

где $i_{\text{п}}$ — энтальпия насыщенного пара, ккал/кг;
 $i_{\text{п}}$ — энтальпия котловой воды, ккал/кг;
 $i_{\text{п.в}}$ — энтальпия питательной воды, ккал/кг;
 x — доля питательной воды, поступающей в циклон.

Паропроизводительность экрана в процентах от общей производительности котлоагрегата $D_{\text{к.а}}$ соответственно составит:

$$n = \frac{D_{\text{экp}} \cdot 100}{D_{\text{к.а}}}. \quad (4-5)$$

Все указанные соотношения производительностей экранных поверхностей даны для чистых поверхностей. В эксплуатации из-за наружных отложений тепловосприятие загрязненных экранных поверхностей снижается на 20—30%. Организация и применение регулярной обдувки экранов могут позволить поддерживать тепловосприятия всех экранов близкими к расчетным.

Обычно выбор диаметра экранных труб при реконструкции котла производится с учетом размеров труб существующих котельных поверхностей нагрева. В большинстве случаев поверхности нагрева существующих водотрубных котлов среднего давления выполнялись из труб наружного диаметра 83, 76, 60 и 51 мм. Большие диаметры труб, например 102 мм, применялись в отдельных частных случаях исключительно по местным соображениям. В связи с этим указанные диаметры труб наиболее часто применяются при экранировании топочных камер паровых котлов. Наиболее целесообразно как по условиям циркуляции, так и по весовым показателям применение для крупных котлов труб диаметром 60 мм, а для промышленных невысоких котлов типа ДКВР — труб диаметром 51 мм. В огромном большинстве слу-

СХЕМЫ ВКЛЮЧЕНИЯ ВЫНОСНЫХ ЦИКЛОНОВ ПО ПАРУ И ВОДЕ

5-1. ЦИРКУЛЯЦИОННЫЕ КОНТУРЫ ПРИ МОДЕРНИЗАЦИИ КОТЛОВ

чаев обмуровка существующих типов котлов низкого и среднего давления выполняется толстостенной из шамотного и красного кирпича. В большинстве случаев целесообразно указанный тип обмуровки сохранять и после реконструкции котла, так как переход на другой тип обмуровки, например облегченную, требует значительных переделок каркаса и т. п., что связано с дополнительными затратами. При тяжелой обмуровке выбор максимального размера шага экранных труб связан лишь с получением низких температур на внутренней стенке обмуровки, обеспечивающих ее достаточно длительную стойкость. Применение в этих случаях экранирования топочных стен, например с относительным шагом $s/d = 2 \div 2,5$, уже значительно облегчает условия работы обмуровки. В случае применения тяжелой обмуровки очень часто окончательный выбор шага s и расположения экранных труб определяется из условия упрощения конструктивного выполнения узла прохода экранных труб через стену топки. Так, например, при экранных трубах диаметром 60 мм и шаге $s = 130$ мм узел прохода экранных труб через стену топки может быть выполнен с помощью кирпича без применения специальных металлических стоек. При переходе на меньший шаг возникает необходимость применения специальных чугунных стоек, устанавливаемых в месте прохода экранных труб. При камерном сжигании топлива и фронтном расположении горелок или форсунок экранирование задней стенки топки, которая подвергается непосредственному воздействию факела, выполняется всегда с более плотным шагом — $s/d = 1,3 \div 1,1$. При полной модернизации котла и замене обычной обмуровки облегченной приходится отступать от относительного шага экрана $s/d \geq 1,1$ —2,5 и применять более плотное экранирование всех внутренних стен топки с шагом $s/d = 1,05 \div 1,1$ для того, чтобы температура наружной стенки обмуровки не превышала 50°С. При таком плотном экранировании значительно уменьшаются толщина и вес стен топки, так как вместо тяжелой огнеупорной обмуровки могут быть применены шамотобетонные плиты небольшой толщины или теплоизоляционные материалы с незначительным объемным весом и малой теплопроводностью.

При экранировании стен топочных камер горизонтально-водотрубных котлов типа Шухова—Берлина, Шухова и других секционных котлов фронтные, задние и боковые экраны не могут включаться непосредственно в барабан котла или в циркуляционную схему котельного пучка как по конструктивным соображениям, так и по условиям надежности циркуляции и сепарации. Обычно при реконструкции котлов этих типов экраны снабжаются как нижними, так и верхними коллекторами, чем обеспечивается создание контуров, независимых от существующих циркуляционных контуров котельных пучков. При реконструкции вертикально-водотрубных котлов, имеющих в большинстве случаев поперечное к оси котла расположение барабанов, экранирование задних и фронтных стен топки в ряде случаев может быть легко выполнено без верхних коллекторов, с непосредственным вводом в барабан всех труб фронтного и заднего экранов. В этих типах котлов только боковые экраны снабжаются обычно верхними и нижними коллекторами, что всегда обеспечивает этим экранам циркуляционный контур, независимый от существующих котельных пучков. Следует, однако, отметить, что в настоящее время все новые котлы среднего давления выпускаются нашими заводами в блочном изготовлении, т. е. все топочные экраны — фронтные, задние и боковые изготавливаются на заводе в виде отдельных законченных блоков — панелей, снабженных верхними и нижними коллекторами. Надежная работа циркуляционных контуров экранов обеспечивается соблюдением ряда условий и требований при их конструировании и выполнении. К числу таких основных условий относится достаточная для создания необходимой скорости циркуляции высота контура циркуляции, т. е. высота обогреваемых экранных и отводящих труб. При обычных схемах включения циркуляционного контура экрана непосредственно в ба-

рабан котла для создания необходимых скоростей входа воды в экранные трубы (порядка 0,3—0,5 м/сек) минимальная высота контура для низких давлений (до 8 ат) должна быть не менее 2—2,5 м. При среднем давлении (до 45 ат) минимальная высота контура возрастает до 4—5 м. Также к числу основных условий, обеспечивающих надежность циркуляции в контуре, относится правильный выбор сечений опускных и отводящих труб экранного контура. Выполнение экранного контура необходимой высоты, но с недостаточными сечениями опускных или отводящих труб не обеспечивает надлежащих скоростей входа воды во все экранные трубы, что может вызывать перегрев и пережог отдельных экранных труб. При включении экранных труб непосредственно в верхний барабан котла, как это часто бывает у фронтных и задних экранов при поперечном расположении барабана, сечение опускных труб от барабана до нижнего коллектора экрана не должно быть меньше 18—20% от общего сечения соответствующих экранных труб. Опускные трубы необходимо подключать в наиболее низкой точке образующей верхнего барабана котла. В отдельных экранных панелях с нижними и верхними коллекторами (например, боковые экраны) необходимое сечение опускных труб должно быть не менее 20—25% от общего сечения экранных труб. Сечение отводящих труб от верхнего коллектора до барабана должно составлять в этом случае 30—35% от общего сечения экранных труб. Отводящие трубы необходимо включать по наивысшей образующей верхнего коллектора для облегчения и наиболее полного отвода пара из коллектора. Как опускные, так и отводящие трубы следует распределять достаточно равномерно по длине коллектора. В отдельных случаях циркуляционные схемы экранных контуров выполняются с применением рециркуляционных труб, устанавливаемых между верхним и нижним коллекторами. Применение таких рециркуляционных труб позволяет получать необходимые скорости входа воды в экранные трубы за счет возвращения из верхнего коллектора экрана до 50—60% всей воды, проходящей через экранные трубы. При наличии рециркуляционных труб сечение отводящих и опускных труб может быть значительно уменьшено. Такие короткозамкнутые экраны с рециркуляционными трубами нашли широкое применение в экранных контурах, включенных на выносные

циклоны. Требования, предъявляемые к конструированию таких короткозамкнутых экранов, подробно изложены ниже в гл. 6.

5-2. СХЕМА ВКЛЮЧЕНИЯ ВЫНОСНЫХ ЦИКЛОНОВ В КОТЛАХ ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ

В котлах высокого давления с естественной циркуляцией широко применяются выносные солевые отсеки, представляющие собой независимые экранные контуры с циклонами. По воде эти контуры включаются как вторая или третья ступень испарения. В котлах высокого давления из-за уноса кремниевой кислоты с паром возникает необходимость промывки всего пара. Обычно (см. рис. 2-12) промывка пара осуществляется питательной водой, подаваемой в барабан котла на специальный паропромывочный щит. Организовать промывку пара внутри выносного циклона довольно трудно, и практически таких конструкций пока не существует. В связи с этим пар из выносных циклонов в котлах высокого давления, как правило, подводится в барабан котла и совместно со всем остальным паром проходит через паропромывочный щит.

Относительно небольшие размеры поверхностей нагрева экранов, включенных в качестве солевых отсеков котлов высокого давления, и возрастание удельной тепловой нагрузки циклонов с повышением давления пара позволяло до сего времени ограничиться установкой небольшого количества выносных циклонов с одной ступенью сепарации. Однако дальнейшее возрастание производительности котлов высокого давления с естественной циркуляцией потребует интенсификации работы выносных циклонов и повышения их производительности. Один из путей их повышения — это переход на выносные циклоны с двумя ступенями сепарации. На рис. 5-1 представлена схема включения в котлах высокого давления выносных циклонов по воде и пару. Из торца барабана, который является чистым отсеком или второй ступенью испарения, котловая вода по трубопроводу поступает в выносной циклон. Непрерывная продувка котла осуществляется из выносного циклона. Пар из выносных циклонов направляется в барабан котла под паропромывочное устройство и вместе со всем паром

промывается питательной водой. В случае установки двух или нескольких циклонов на один и тот же экран-ный контур циклоны должны устанавливаться как один агрегат, имея соединения между собой дыхательными трубами как в паровом, так и в водяном объеме циклона.

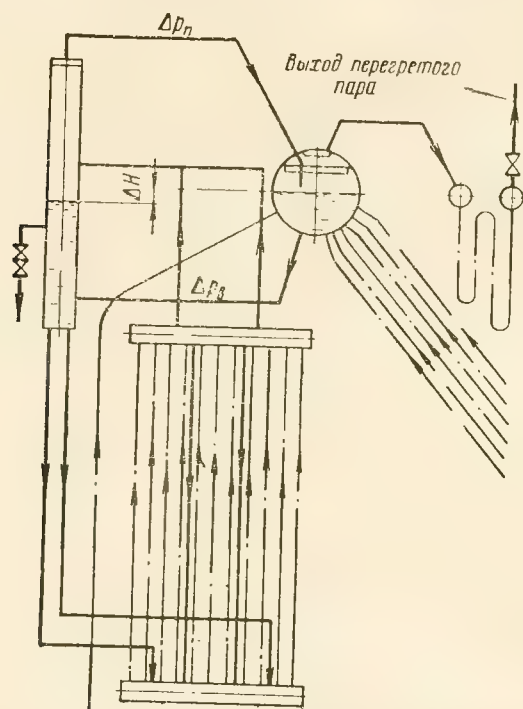


Рис. 5-1. Схема включения выносных циклонов в котлах высокого давления.

5-3. ОСНОВНЫЕ СХЕМЫ ВЫДАЧИ ПАРА ИЗ ВЫНОСНЫХ ЦИКЛОНОВ В КОТЛАХ НИЗКОГО И СРЕДНЕГО ДАВЛЕНИЯ

В отличие от котлов высокого давления пар из выносных циклонов котлов низкого и среднего давления может не направляться в барабан котла, так как при этих давлениях в паре отсутствует кремнекислота и промывки пара питательной водой не требуется. Качество пара после выносных циклонов обычно выше, чем после

барабана. Схема включения выносных циклонов (рис. 5-2, а) в котлах низкого и среднего давления с вы-дачей пара параллельно барабану широко приме-няется при модернизации котлов различных типов, в ко-торых небольшие размеры барабанов не позволя-ют значительно увеличи-вать паропроизводи-тельность котлов. Увеличение размеров топочной каме-ры и экранирование стен позволяют значительно поднять паропроизводи-тельность котлов, причем вся дополнительная паро-производительность кот-ла, полученная за счет экранирования стен то-почной камеры, может вы-даваться непосредственно из выносных циклонов, которые включаются на новые экранные поверх-ности. Подвод пара в па-ровой объем барабана или под воду (рис. 5-2, в, г) осуществляется обычно в котлах с большими диа-метрами барабанов при введении ступенчатого испарения как мероприя-тия по улучшению водно-го режима котла без су-щественного увеличения паропроизводительности и последнего. Подвод пара над дырчатым потолком (рис. 5-2, б) осуществляет-ся в случае включения труб пароперегревателя непосред-ственно в барабан, что имеет место в котлах ТС и ТП, а также в некоторых новых типах котлов, выпускаемых Белгородским котельным заводом. Принципиально ука-занная схема подвода пара ничем не отличается от схемы рис. 5-2, а, так как в той и другой схеме пар после выно-сных циклонов проходит, минуя паровой сепарационный

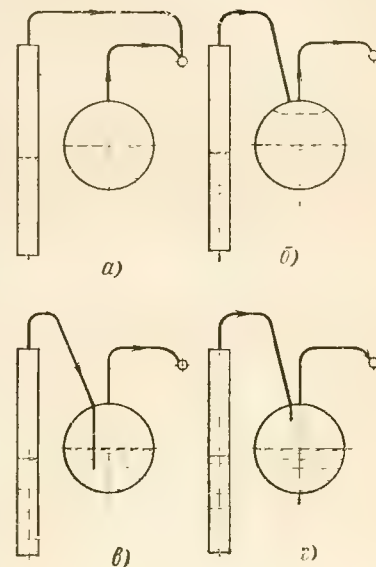


Рис. 5-2. Схемы включения по пару выносных циклонов в котлах низкого и среднего давления.

а — выдача пара параллельно бараба-ну непосредственно в сборный коллек-тор; б — выдача пара из циклона над пароприемным щитом барабана; в — вы-дача пара из циклона под водяной объем барабана; г — выдача пара в паровой объем барабана.

объем барабана. Однако в схеме ввода (рис. 5-2,б) над дырчатым потолком подвод большого количества пара от выносных циклонов может приводить к ухудшению условий работы пароприемного дырчатого потолка и к нарушению работы парового объема барабана. Схема подвода пара в сборный коллектор (рис. 5-2,а) этого недостатка не имеет.

5-4. ОСНОВНЫЕ СХЕМЫ ПИТАНИЯ ИСПАРИТЕЛЬНЫХ КОНТУРОВ С ВЫНОСНЫМИ ЦИКЛОНАМИ В КОТЛАХ НИЗКОГО И СРЕДНЕГО ДАВЛЕНИЯ

В большинстве случаев подвод воды для питания контура с выносными циклонами в котлах низкого и среднего давления осуществляется так же, как и в котлах высокого давления, непосредственно из барабана котла (рис. 5-1). Такие контуры в настоящее время нашли широкое распространение в качестве экранных контуров второй или третьей ступени испарения как при разработке новых конструкций котлов, так и в случаях реконструкций испарительных контуров существующих котлов. При такой схеме подвода питательной воды мощности экранных контуров, включенных во вторую и третью ступень испарения, определяют собой величину продувки барабана, являющегося чистым отсеком. В связи с этим очень большие мощности экранных контуров, включенные на выносные циклоны (свыше 30%), могут приводить к чрезмерным продувкам барабана с одной стороны и к недопустимо большой концентрации в соленых отсеках шлама, солей и особенно к большим концентрациям фосфата и железа, что приводит к появлению на внутренней поверхности экранных труб вторичных отложений в виде железофосфатных накипей. При реконструкции существующих типов котлов (например, котлов Шухова, Шухова — Берлина, ДКВ и ДКВР) из-за малых размеров имеющихся барабанов возникает необходимость все экранные поверхности, достигающие 50—60% от общей паропроизводительности котла, включать на выносные циклоны. В таких случаях по условиям поддержания необходимого водного режима подвод питательной воды должен осуществляться по схеме, указанной на рис. 1-3. Из схемы видно, что в этом случае, кроме обычного подвода питательной воды в барабан котла, осуществляется ча-

стичный ввод питательной воды в циклоны из магистральной. Составление уравнения солевого баланса внутри котла приведено выше в гл. 1. Такая схема подвода воды в котел позволяет независимо от мощности экран-

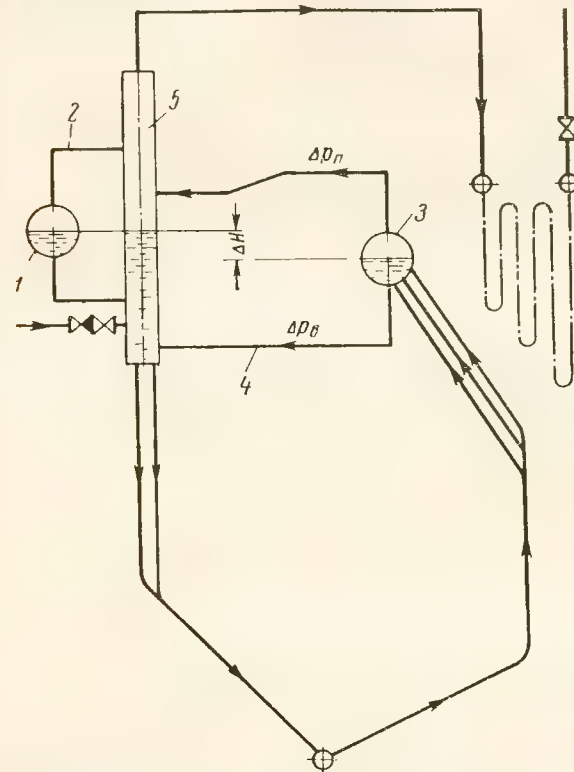


Рис. 5-3. Схема коллекторного котла с выносными циклонами.

1 — уравнивательные емкости; 2 — уравнивательные трубы;
3 — верхние разделительные коллекторы; 4 — рециркуляционные трубы; 5 — выносные циклоны.

ных контуров, включенных на выносные циклоны, изменять величину продувки барабана путем регулирования вентилем 7 количества питательной воды, подаваемой в циклоны, и тем самым поддерживать требуемое содержание котловой воды в различных контурах котла. После проведения испытаний и установления необходимого размера продувки положение клапана должно

быть зафиксировано и маховик с вентиля должен быть снят. Кроме перечисленных выше схем подвода питательной воды, существуют в настоящее время испарительные контуры (безбарабанные коллекторные котлы), в которых подвод всей питательной воды осуществляется непосредственно в водяной объем выносного циклона (рис. 5-3) из питательной магистрали.

5.5. ГИДРОДИНАМИЧЕСКИЕ РАСЧЕТЫ РАЗЛИЧНЫХ СХЕМ ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ РАЗМЕРОВ СОЕДИНИТЕЛЬНЫХ ТРУБОПРОВОДОВ И ВЕЛИЧИНЫ РАСХОЖДЕНИЯ УРОВНЕЙ ВОДЫ В ВЫНОСНЫХ ЦИКЛОНАХ И БАРАБАНЕ

Хорошая сепарация пара в выносных циклонах обеспечивается лишь при условии, что уровень воды в циклонах не затопливает подводящие трубы пароводяной смеси в циклонах с одноступенчатой сепарацией и сопловой аппарат в циклонах с двойной сепарацией; таким образом, для каждой установки с выносными циклонами имеет место свой предельно допустимый верхний уровень воды в циклоне. С другой стороны, надежность циркуляции в экранных контурах котла, снабженных выносными циклонами обеспечивается лишь при условии, что уровень воды в выносных циклонах не опускается ниже определенных допустимых пределов, причем следует учитывать, что в циклонах с двойной сепарацией уровень воды во внутреннем цилиндре устанавливается ниже уровня воды в наружном циклоне на величину сопротивления и потерь при выходе из соплового аппарата, а надежность циркуляции в контуре определяется положением именно этого нижнего уровня воды. Таким образом, каждый парообразующий контур с выносными циклонами может удовлетворительно и надежно работать при довольно ограниченном пределе колебаний уровня воды в нем. Как известно, в барабане пределы допустимых колебаний уровня составляют (для $D_{\text{б}} \geq 1200$ мм) обычно ± 100 мм. Экранные контуры с выносными циклонами допускают значительно большие колебания уровня воды в циклоне. Однако, учитывая необходимый запас воды для нестационарных режимов работы, обычно при нормальных условиях работы следует принимать величину этого колебания не более $\pm (250-300)$ мм. Указанные колебания уровня воды в циклонах относительно оси барабана зависят

главным образом от потери давления в водоподводящих и пароотводящих трубах циклонов, и величина этого расхождения изменяется с изменением нагрузки котла. Для определения в каждом отдельном случае допустимой величины расхождения уровней воды необходимо проведение соответствующих гидравлических расчетов с выбором сечений соединительных пароотводящих и питательных линий. Все расчеты должны проводиться для максимальной нагрузки котла, при которой это расхождение будет максимальным. Особенно тщательно должны быть оценены паропроизводительности экранных контуров, включаемых на выносные циклоны. Неправильная оценка паропроизводительности этих контуров может приводить к значительному отклонению действительного расхождения уровня в циклоне от расчетного. Принятие той или иной схемы отвода пара из циклонов также влияет на характер и величину расхождения уровня в циклоне и барабане. Ниже рассматриваются различные схемы включения выносных циклонов и даются расчеты для определения положения уровня в каждом отдельном случае. Следует иметь в виду, что циркуляционная надежность работы экранных контуров с выносными циклонами, а также и эффективность последних как сепарационных элементов тесно связаны с правильностью выбора сечений и сопротивлений паровых и питательных линий, соединяющих циклоны с барабаном котла. Для предотвращения обратного перетока котловой воды из циклона в барабан, а также из циклонов в предыдущие циклоны необходимо обеспечивать достаточно высокое сопротивление водоперепускных линий между ними. Так как при некоторых режимах работы котла может иметь место подъем уровня воды в циклонах, целесообразно в циклонах с одноступенчатой сепарацией расположение штуцеров ввода пароводяной смеси в циклоны выполнять на 300—400 мм выше оси барабана котла.

Схема включения выносных циклонов с выдачей пара в барабан котла

Схема, изображенная на рис. 5-1, представляет собой экранный контур с выносными циклонами, выдающими пар в барабан котла. Расхождение уровней в циклоне

и барабане определяется по формуле

$$\Delta H = \frac{\Delta p_{\text{вод}} + \Delta p_{\text{пар}}}{\gamma_{\text{в}} - \gamma_{\text{п}}} \cdot 10^3 \text{ мм}, \quad (5-1)$$

где $\Delta p_{\text{вод}}$ — потери давления в водоподводящей трубе, кг/м^2 ;

$\Delta p_{\text{пар}}$ — потери давления в паровом тракте от циклона до барабана, кг/м^2 ;

$\gamma_{\text{в}}$ — удельный вес воды, кг/м^3 ;

$\gamma_{\text{п}}$ — удельный вес пара, кг/м^3 .

При подводе пара не в паровое пространство барабана котла, а под уровень воды величина потери $\Delta p_{\text{пар}}$ увеличивается на высоту столба от места подвода до уровня воды в барабане. В случае включения циклонов с выдачей пара в разделительный барабан котла расхождение уровней увеличивается на величину $\Delta p_{\text{бар}}$ (потери давления в пароперепускных трубах между разделительным и сепарационным барабаном), т. е. в этом случае расхождение уровней определяется формулой

$$\Delta H = \frac{\Delta p_{\text{вод}} + \Delta p_{\text{пар}} + \Delta p_{\text{бар}}}{\gamma_{\text{в}} - \gamma_{\text{п}}} \cdot 10^3 \text{ мм}. \quad (5-2)$$

Для полной ликвидации перетоков котловой воды из выносного циклона в барабан необходимо иметь, как уже отмечалось, достаточное сопротивление соединительных водяных линий между барабаном и циклоном, в связи с чем скорости воды в этих линиях не должны приниматься ниже 0,6—0,7 м/сек; при очень больших длинах соединительных линий эти скорости могут быть снижены до значений 0,4—0,5 м/сек. Скорости пара в паропроводе, соединяющем циклон с барабаном, могут приниматься порядка 6—12 м/сек для среднего давления, а для высокого давления несколько ниже. Максимальное расчетное расхождение уровней воды между циклоном и барабаном может приниматься выше оси барабана из условий качественной сепарации в обычном циклоне не более 100—200 мм и ниже оси из условий циркуляционной надежности контура не более 250—300 мм, при этом высота водяного объема циклона от оси барабана до днища должна быть не менее 2 200—2 500 мм.

Схема включения выносных циклонов при трехступенчатом испарении и при выдаче пара в барабан котла

При трехступенчатом испарении продувочная вода из циклонов второй ступени испарения поступает в циклоны третьей ступени (рис. 5-4). Аналогично схеме (рис. 5-1) расхождение уровней воды между барабаном и циклоном второй ступени может быть подсчитано по формуле (5-1):

$$\Delta H_1 = \frac{\Delta p_{\text{в1}} + \Delta p_{\text{п1}}}{\gamma_{\text{в}} - \gamma_{\text{п}}} \cdot 10^3 \text{ мм}.$$

Расхождение уровней между циклоном третьей ступени и барабаном может быть подсчитано по формуле

$$\Delta H_1 + \Delta H_2 = \frac{\Delta p_{\text{в1}} + \Delta p_{\text{в2}} + \Delta p_{\text{п2}}}{\gamma_{\text{в}} - \gamma_{\text{п}}} \cdot 10^3 \text{ мм}, \quad (5-3)$$

где $\Delta p_{\text{в1}}$ — потери в водоподводящей трубе циклона второй ступени испарения, кг/м^2 ;

$\Delta p_{\text{п1}}$ — потери в паровом тракте циклона второй ступени, кг/м^2 ;

$\Delta p_{\text{в2}}$ — потери в водоподводящей трубе циклона третьей ступени, кг/м^2 ;

$\Delta p_{\text{п2}}$ — потери в паровом тракте циклона третьей ступени, кг/м^2 ;

$\gamma_{\text{в}}$ — удельный вес воды, кг/м^3 ;

$\gamma_{\text{п}}$ — удельный вес пара, кг/м^3 .

Расхождение уровня в циклоне третьей ступени относительно уровня циклона второй ступени

$$\Delta H_2 = \frac{\Delta p_{\text{в2}} + \Delta p_{\text{п2}} - \Delta p_{\text{п1}}}{\gamma_{\text{в}} - \gamma_{\text{п}}} \cdot 10^3 \text{ мм}. \quad (5-4)$$

Из приведенной формулы видно, что если сопротивления по воде и пару циклонов третьей ступени $\Delta p_{\text{в2}}$ и $\Delta p_{\text{п2}}$ не велики по сравнению с паровым сопротивлением циклона второй ступени $\Delta p_{\text{п1}}$, то уровень воды в циклоне третьей ступени может оказаться выше, чем в циклоне второй ступени. Сечения соединительных труб выбираются таким образом, чтобы при максимальной нагрузке уровень воды в циклонах третьей ступени был бы на 150—200 мм ниже уровня воды в циклонах второй ступени.

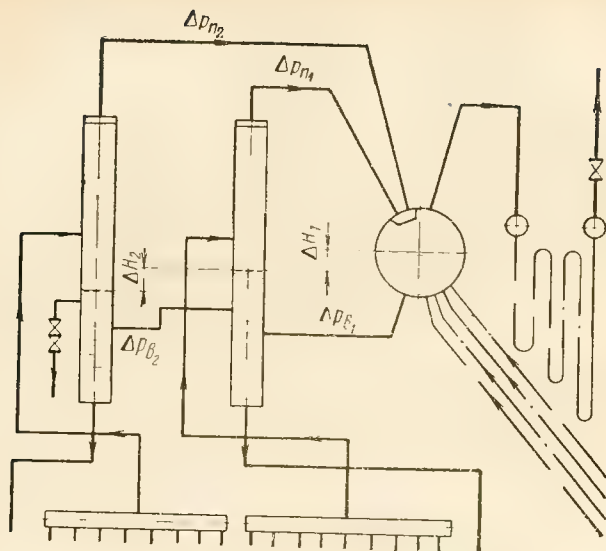


Рис. 5-4. Схема включения выносных циклонов при трехступенчатом испарении и при выдаче пара в барабан.

Схема включения циклонов с выдачей пара непосредственно в сборный коллектор или коллектор пароперегревателя

Эта схема представляет собой экранный контур с выносными циклонами, выдающими пар параллельно барабану непосредственно в сборный коллектор (рис. 1-2). В указанной схеме выбор сечений соединительных трубопроводов и оценка сопротивлений сепарационных устройств барабана и циклона должны производиться особо тщательно, так как расхождение уровней в этой схеме может иметь как положительное, так и отрицательное значение. При установке общего смешивающего парового коллектора расхождение уровней в барабане и циклоне составляет:

$$\Delta H = \frac{\Delta p_v + \Delta p_{\text{цик}} - \Delta p_{\text{бар}}}{\gamma_v - \gamma_{\text{п}}} \cdot 10^3 \text{ мм}, \quad (5-5)$$

где Δp_v — потери в водоподводящей трубе, кг/м^2 ;
 $\Delta p_{\text{цик}}$ — потери давления от циклона до смешивающего коллектора, кг/м^2 ;

$\Delta p_{\text{бар}}$ — потери давления в сепарационных устройствах барабана и паропроводах до смешивающего коллектора, кг/м^2 ;

γ_v — удельный вес воды, кг/м^3 ;

$\gamma_{\text{п}}$ — удельный вес пара, кг/м^3 .

Выбор сечений соединительных трубопроводов и сопротивлений сепарационных устройств барабана и циклонов следует производить из условий обеспечения минимального понижения уровня воды в циклоне ($\Delta H = 250 \div 300 \text{ мм}$) при номинальной нагрузке котла.

Схема выдачи пара непосредственно в пароперегреватель при трехступенчатом испарении

При схеме многоступенчатого испарения с выдачей пара из циклонов непосредственно в сборный коллектор

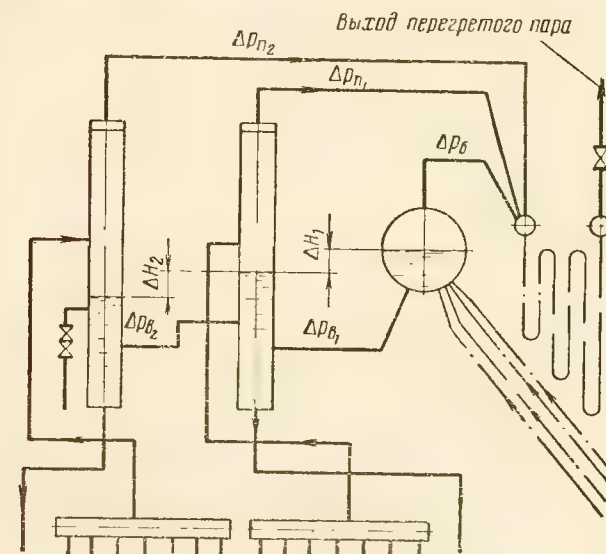


Рис. 5-5. Схема включения выносных циклонов при трехступенчатом испарении и выдаче пара в коллектор перегревателя.

перегревателя (рис. 5-5) расхождение уровней подсчитывается по формулам, несколько отличным от указанных выше. Расхождение уровней воды между барабаном

и циклоном второй ступени определяется в этом случае также по приведенной выше формуле (5-5):

$$\Delta H_1 = \frac{\Delta p_{в1} + \Delta p_{п1} - \Delta p_{бар}}{\gamma_{в} - \gamma_{п}} \cdot 10^3 \text{ мм.}$$

Расхождение уровней воды между циклоном третьей ступени и барабаном может быть подсчитано следующим образом:

$$\Delta H_1 + \Delta H_2 = \frac{\Delta p_{в1} + \Delta p_{в2} + \Delta p_{п2} - \Delta p_{бар}}{\gamma_{в} - \gamma_{п}} \cdot 10^3 \text{ мм.} \quad (5-6)$$

Расхождения уровня в циклоне третьей ступени относительно уровня циклона второй ступени составляет:

$$\Delta H_2 = \frac{\Delta p_{в2} + \Delta p_{п2} - \Delta p_{п1}}{\gamma_{в} - \gamma_{п}} \cdot 10^3 \text{ мм,} \quad (5-7)$$

где $\Delta p_{в1}$ — потери в водоподводящей трубе циклона второй ступени, кг/м^2 ;

$\Delta p_{п1}$ — потери в паровом тракте циклона второй ступени, кг/м^2 ;

$\Delta p_{в2}$ — потери в водоподводящей трубе циклона третьей ступени, кг/м^2 ;

$\Delta p_{п2}$ — потери в паровом тракте циклона третьей ступени, кг/м^2 ;

$\Delta p_{бар}$ — потери давления в сепарационных устройствах барабана и паропроводе до смешивающего коллектора, кг/м^2 .

Следует отметить, что определение расхождения уровня воды при вводе пара после циклонов в барабан котла за дырчатым пароприемным потолком (рис. 5-2б) принципиально ничем не отличается от приведенной методики расчета для случая ввода пара в сборный коллектор пароперегревателя и может соответственно производиться по приведенным выше формулам. Однако величина потери давления $\Delta p_{бар}$ в этом случае уменьшается на величину потери давления на выходе пара из барабана и величину потери давления в паропроводе от барабана до смешивающего коллектора, которые в данном случае являются общими и не влияют на расхождение уровней.

Схема трехбарабанного котла

При реконструкции и повышении мощности трехбарабанных котлов резко изменяются величины сопротивлений водо- и пароперепускных труб, в связи с чем может значительно измениться положение уровня в переднем барабане после реконструкции. В связи с этим всякая реконструкция испарительных контуров трехбарабанного котла, вызывающая перераспределение пара по верхним барабанам, требует проверки сопротивлений паро- и водоперепускных труб и в случае необходимости изменения их сечений. Трехбарабанные котлы очень часто при нормальном уровне воды в заднем барабане (рис. 5-6, а, б) имеют повышенный уровень воды в переднем барабане, что приводит к очень высокой влажности пара в переднем барабане, в результате чего ухудшается общая чистота выдаваемого котлом пара. В этом случае шайбование пароперепускных труб позволяет опустить уровень воды в переднем барабане и улучшить чистоту пара. При реконструкции трехбарабанных котлов, связанной со значительным повышением паропроизводительности, возникает необходимость увеличения сечения пароперепускных труб для предотвращения недопустимой посадки уровня воды в переднем барабане. Ниже приводится формула для определения расхождения уровня воды в переднем и заднем барабанах при

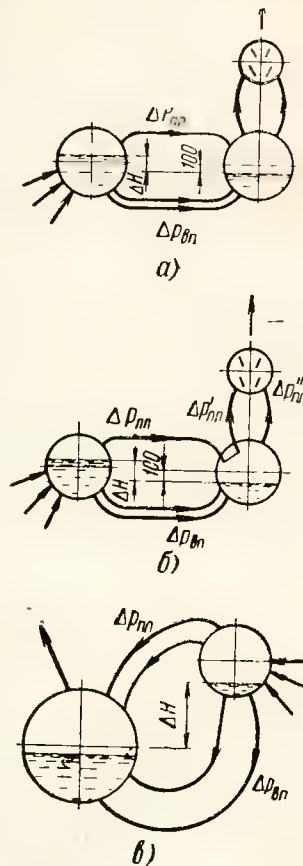


Рис. 5-6. Различные схемы включения потоков пара в верхних барабанах.

а — трехбарабанный котел с последовательной работой паровых объемов; б — трехбарабанный котел с параллельной работой паровых объемов; в — котел с разделительным барабаном.

условии последовательной работы паровых объемов барабанов (рис. 5-6,а):

$$\Delta H = \frac{\Delta p_{вп} - \Delta p_{пп}}{\gamma_{в} - \gamma_{п}} \cdot 10^3 \text{ мм}, \quad (5-8)$$

где $\Delta p_{вп}$ — потери давления в водоперепускных трубах, кг/м^2 ;

$\Delta p_{пп}$ — потери давления в пароперепускных трубах, кг/м^2 ;

$\gamma_{в}$ — удельный вес воды, кг/м^3 ;

$\gamma_{п}$ — удельный вес пара, кг/м^3 .

Обычно в заводском изготовлении передний барабан бывает поднят на 100 мм выше заднего барабана, что позволяет при нормальной нагрузке и разнице уровней в 100 мм иметь рабочие уровни в обоих барабанах на оси. При реконструкции трехбарабанных котлов часто осуществляют параллельную работу барабанов (рис. 5-6,б), которую, в частности, можно осуществить путем установки глухого перепускного короба в заднем барабане на входе пароперепускных труб. При работе котла по такой схеме уровень воды в переднем барабане может быть больше, чем в заднем, на величину

$$\Delta H = \frac{\Delta p_{вп} - \Delta p_{пп} + \Delta p'_{пп} - \Delta p'_{пп}}{\gamma_{в} - \gamma_{п}} \cdot 10^3 \text{ мм}, \quad (5-9)$$

где $\Delta p'_{пп}$ — потери давления на участке от заднего барабана до сухопарника, кг/м^2 ;

$\Delta p'_{пп}$ — потери давления на участке перепускного короба и труб от заднего барабана до сухопарника, кг/м^2 .

Так как обычно стремятся выравнять паровые нагрузки заднего и переднего барабанов, то $\Delta p'_{пп} \approx \Delta p'_{пп}$. При подсчете сопротивления водоперепускного пучка необходимо определение скорости воды по этим трубам, для чего должна быть известна кратность циркуляции. Если отсутствуют расчеты циркуляции или соответствующие данные испытаний, то для трехбарабанной схемы котла среднего давления кратность циркуляции в первом котельном пучке и экранах, присоединенных к переднему барабану, может быть принята в пределах 30—50. Следует отметить, что с ростом нагрузки кратность циркуляции уменьшается, и, следовательно, расход по водоперепускным трубам мало меняется при

изменении нагрузки, в то время как сопротивление пароперепускного пучка возрастает пропорционально квадрату нагрузки, т. е. изменяется очень резко.

Схема котла с разделительным барабаном

На рис. 5-6,в приведена схема котла с разделительным барабаном. Превышение уровня воды в разделительном барабане над уровнем воды в сепарационном барабане подсчитывается по формуле

$$\Delta H = \frac{\Delta p_{вп} - \Delta p_{пп}}{\gamma_{в} - \gamma_{п}} \cdot 10^3 \text{ мм}, \quad (5-10)$$

где $\Delta p_{вп}$ и $\Delta p_{пп}$ — соответственно сопротивления водоперепускного и пароперепускного пучков, кг/м^2 .

Если расчет дает недопустимо высокое положение уровня в разделительном барабане даже в том случае, когда по водоперепускным трубам идет только вода, следует принять меры к его понижению путем шайбования пароперепускных труб. Наиболее благоприятному положению уровня в разделительном барабане отвечает отметка устья водоперепускных труб. В этом случае весь объем разделительного барабана используется для сепарации.

Схема коллекторного котла с выносными циклонами

На рис. 5-3 изображена схема коллекторного котла с выносными циклонами. В указанном типе котла сепарационные функции барабана выполняют выносные циклоны, что же касается необходимого водяного запаса и уравнильного объема, то последние создаются в котле путем установки горизонтальных коллекторов. Указанные емкости 1, как это видно из схемы котла, находятся вне циркуляционного контура котла и связываются с паровым и водяным объемами циклонов путем соответствующих уравнильных труб 2; в связи с этим при всех нагрузках котла расхождение уровней между циклонами и указанными емкостями практически отсутствует. Расхождение уровней воды между циклонами (уравнильными емкостями) и верхним разделительным коллектором 3 может быть подсчитано по следую-

щей формуле:

$$\Delta H = \frac{\Delta p_{\text{вод}} - \Delta p_{\text{пар}}}{\gamma_{\text{в}} - \gamma_{\text{п}}}, \quad (5-11)$$

где $\Delta p_{\text{вод}}$ — потери в водоподводящей трубе от верхнего коллектора до циклона, кг/м^2 ;

$\Delta p_{\text{пар}}$ — потери давления от верхнего коллектора до циклона, кг/м^2 ;

$\gamma_{\text{в}}$ — удельный вес воды, кг/м^3 ;

$\gamma_{\text{п}}$ — удельный вес пара, кг/м^3 .

Для обеспечения надежной бескавитационной работы рециркуляционных труб 4 экранов и котельных пучков верхние разделительные коллекторы этих поверхностей нагрева должны быть всегда заполнены водой. Минимальная высота подъема уравнильных емкостей относительно оси верхних разделительных коллекторов $H \geq \Delta H$, где ΔH — расхождение уровней, подсчитываемое по формуле (5-11). В обычных экранных контурах, включенных на выносные циклоны, питание контура происходит по трубам непосредственно из барабана. Благодаря этой связи с барабаном в циклонах таких контуров отсутствуют значительные колебания уровня воды, так как компенсация непрерывно изменяющегося объема набухания происходит за счет уравнильного водяного объема барабана. Для компенсации набухания водяного объема, а также для обеспечения надлежащего запаса питательной воды при перерыве в питании в коллекторных безбарабанных котлах необходимо обеспечивать установку горизонтальных емкостей 1 достаточного объема. Указанные емкости могут быть выполнены в виде одного или ряда отдельных коллекторов из труб большого диаметра обычного сортамента. Эти отдельные коллекторы должны быть связаны с циклонами и между собой соединительными трубами по паре и воде. Практически определение размеров уравнильной емкости с достаточной точностью может производиться исходя из подсчета размеров емкости, необходимой для обеспечения надлежащего водного запаса при перерыве в питании. Объем горизонтальной емкости подсчитывается из условия заполнения его водой до оси коллектора:

$$V_{\text{в}} = \frac{0,785d^2L}{2} \approx 0,4d^2L, \text{ м}^3,$$

где d — внутренний диаметр коллектора, м ;

L — внутренняя длина коллектора, м .

Секундный расход питательной воды определяется из выражения

$$V_{\text{сек}} = \frac{D_{\text{ч}}}{3600\gamma_{\text{в}}}, \text{ м}^3/\text{сек},$$

где $D_{\text{ч}}$ — часовой расход воды с учетом непрерывной продувки, кг/ч ;

$\gamma_{\text{в}}$ — удельный вес питательной воды, кг/м^3 .

Время, в течение которого данный котел (при перерыве в питании) может оставаться в эксплуатации за счет срабатывания водяного объема горизонтальных уравнильных емкостей, составляет:

$$n = \frac{V_{\text{в}}}{V_{\text{сек}}} = \frac{0,785d^2L \cdot 1800\gamma_{\text{в}}}{D_{\text{ч}}} = \frac{1415d^2L\gamma_{\text{в}}}{D_{\text{ч}}}, \text{ сек}. \quad (5-12)$$

При ручном регулировании питания запас воды в емкостях должен быть не менее 5—8 мин. В обычном барабане, включенном в циркуляционный контур котла, по условиям кавитации опускание уровня воды ниже 150—200 мм от оси барабана недопустимо. В горизонтальных уравнильных емкостях, которые вынесены из циркуляционного контура, водяной объем может быть полностью использован. В соответствии с этим нормальные пределы колебания уровня в этих емкостях допустимы в пределах $\pm (200—300) \text{ мм}$. Как показано на схеме коллекторного котла (рис. 5-3), ввод питательной воды можно осуществлять не только в горизонтальную емкость, но также и непосредственно в циклоны.

Следует отметить, что приведенные в настоящей главе формулы для определения расчетного расхождения уровня воды в циклонах и барабане в зависимости от степени точности учета всех сопротивлений и расходов по соединительным трубопроводам дают результаты, близкие к действительным наблюдаемым расхождениям при пуске и паладке работы котла. Однако все эти формулы действительны лишь при условии, что как в барабане, так и в циклонах находится однородная среда, т. е. котловая вода с одинаковым удельным весом $\gamma_{\text{в}}$. В случае, если в барабан подводится пароводяная смесь под уровень воды, т. е. пар барботируется через воду, удельный вес пароводяной смеси $\gamma_{\text{см}}$ в водяном объеме барабана значительно уменьшается по сравнению с удельным весом котловой воды. При этом удельный

вес котловой воды в циклоне остается без изменения, в результате чего действительное опускание уровня воды в циклоне относительно барабана увеличится против расчетного (рис. 5-7). Действительное положение уровня воды в циклоне может быть определено по расчетному с учетом поправки на удельные веса в барабане и циклоне:

$$\Delta H_{\text{ц}} = \Delta H_{\text{р}} \cdot \frac{\gamma_{\text{в}} - \gamma_{\text{п}}}{\gamma_{\text{см}} - \gamma_{\text{п}}}, \quad (5-13)$$

где $\Delta H_{\text{р}}$ — расчетное расхождение уровней, определяемое по приведенным выше формулам;

$\gamma_{\text{в}}$ и $\gamma_{\text{п}}$ — удельные веса котловой воды и пара, кг/м^3 ;

$\gamma_{\text{см}}$ — удельный вес пароводяной смеси в барабане, кг/м^3 .

Средний удельный вес смеси при барботаже может быть подсчитан по формуле

$$\gamma_{\text{см}} = \gamma_{\text{в}} - \varphi_{\text{бар}} (\gamma_{\text{в}} - \gamma_{\text{п}}), \quad (5-14)$$

где $\varphi_{\text{бар}}$ — доля сечения барабана, занятая паром при барботаже. На основании теории размерности С. С. Кутателадзе и М. А. Стыриковичем предложена формула

$$\varphi_{\text{бар}} = 0,4 \left(\sqrt[4]{\frac{\gamma_{\text{в}} - \gamma_{\text{п}}}{g^2 \delta}} \right)^{0,68} \left(\frac{\gamma_{\text{в}}}{\gamma_{\text{п}}} \right)^{0,15} (w''_0)^{0,68}. \quad (5-15)$$

В указанную формулу, кроме обозначенных выше величин, входят:

σ — коэффициент поверхностного натяжения, кГ/м ;

w''_0 — приведенная скорость пара в барабане, м/сек .

Приведенная выше формула хорошо совпадает с опытными данными. Так как средняя скорость воды равна нулю, относительная скорость пара при барботаже совпадает с действительной скоростью:

$$w_{\text{отн}} = w_{\text{п}} = \frac{w''_0}{\varphi_{\text{бар}}}. \quad (5-16)$$

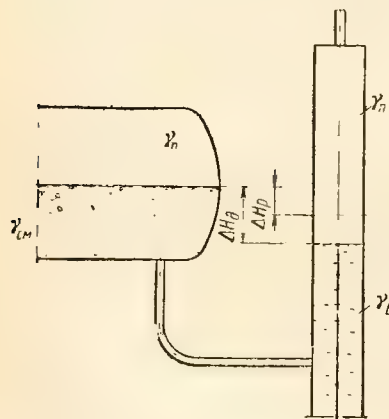


Рис. 5-7. Действительное положение уровня воды в циклоне.

При увеличении солесодержания и особенно щелочности котловой воды выше определенного предела средняя скорость подъема пузырьков пара падает. Соответственно величина $\varphi_{\text{бар}}$ и набухание водяного объема увеличиваются, что ведет к уменьшению действительной высоты парового пространства барабана.

5-6. ПРИМЕРЫ РАСЧЕТОВ ПО ВЫБОРУ РАЗМЕРОВ ВЫНОСНЫХ ЦИКЛОНОВ, СОЛЕВОМУ БАЛАНСУ КОТЛА И ОПРЕДЕЛЕНИЮ РАСХОЖДЕНИЯ УРОВНЯ ВОДЫ В ЦИКЛОНАХ И БАРАБАНЕ

А. Пример установки обычных выносных циклонов при модернизации трехбарабанного котла НЗЛ-600

В качестве примера ниже приводятся расчеты, выполненные для модернизированного котла НЗЛ-600, описанного ниже в гл. 7 (рис. 7-7). Котлы НЗЛ-600 с рабочим давлением 18 ат и перегревом пара 375° С после перевода их на сжигание газа обеспечивают паропроизводительность 60 т/ч. Котел оборудован трехступенчатым испарением с выносными циклонами. Все дальнейшие расчеты ведутся по формулам, приведенным в гл. 1—5 настоящей книги. Тепловосприимчивость поверхностей нагрева котла приняты на основе данных соответствующего теплового расчета котла.

Тепловосприимчивость поверхностей нагрева котла. Общее теплопоглощение радиационными поверхностями нагрева

$$Q'_p = Q_p, \quad B = 5318 \cdot 3630 = 19300000 \text{ ккал/ч.}$$

Количество тепла, переданное конвективными поверхностями нагрева:

В I ходе	1590 ккал/кг
В перегревателе	20 ккал/кг
Во II и III ходе	1450 ккал/кг
Всего	3060 ккал/кг

Общее теплопоглощение конвективными поверхностями нагрева

$$Q_k = 3060 \cdot 3630 = 111 \cdot 10^5 \text{ ккал/ч.}$$

Полное тепловосприимчивость котельных поверхностей нагрева

$$Q = Q_p + Q_k = 193 \cdot 10^5 + 111 \cdot 10^5 = 304 \cdot 10^5 \text{ ккал/ч.}$$

Количество тепла, воспринимаемое боковыми экранами (2-й ступенью испарения):

$$Q_2 = \frac{Q'_p H_p^6}{\Sigma H_p} = \frac{193 \cdot 10^5 \cdot 69,6}{170} = 790 \cdot 10^4 \text{ ккал/ч.}$$

То же в процентах от производительности котла:

$$n_2 = \frac{790 \cdot 10^4 \cdot 100}{304 \cdot 10^5} = 26\%.$$

Производительность 2-й ступени испарения

$$D_2 = 0,26 \cdot 60\,000 = 15\,600 \text{ кг/ч.}$$

Количество тепла, воспринимаемое фронтным экраном (3-й ступенью испарения):

$$Q_3 = \frac{Q'_{\text{р}} H_{\text{р}}}{\Sigma H_{\text{р}}} = \frac{193 \cdot 10^5 \cdot 47}{170} = 534 \cdot 10^4 \text{ ккал/ч.}$$

То же в процентах от производительности котла:

$$n_3 = \frac{534 \cdot 10^4 \cdot 100}{304 \cdot 10^5} = 17,6\%.$$

Производительность 3-й ступени испарения

$$D_3 = 0,176 \cdot 60\,000 = 10\,600 \text{ кг/ч.}$$

Суммарная производительность солевых отсеков

$$D_6 = 15\,600 + 10\,600 = 26\,200 \text{ кг/ч.}$$

То же в процентах:

$$n_2 + n_3 = 26 + 17,6 = 43,6\%.$$

На 2-ю ступень испарения устанавливается четыре выносных циклона и на 3-ю ступень три циклона. Производительность одного циклона 2-й ступени испарения:

$$D_{\text{ц}} = 15\,600 : 4 = 3\,900 \text{ кг/ч.}$$

то же 3-й ступени испарения:

$$D_{\text{ц}} = 10\,600 : 3 = 3\,530 \text{ кг/ч.}$$

Солевые балансы котла. Общее солесодержание питательной воды, поступающей в котел:

$$S_{\text{п.в}} = 600 \text{ мг/кг.}$$

Солесодержание продувочной воды принимается $S_3 = 15\,000 \text{ мг/кг.}$ Баланс солей как внешний, так и внутри котла подсчитывается на основании уравнения (1-14). Величина непрерывной продувки

$$p = \frac{100 S_{\text{п.в}}}{S_3 - S_{\text{п.в}}} = \frac{100 \cdot 600}{15\,000 - 600} = 4,0\%.$$

Солесодержание котловой воды в чистом отсеке (в барабане)

$$S_1 = \frac{S_{\text{п.в}}(100 + p)}{(n_2 + n_3 + p)} = \frac{600 \cdot (100 + 4)}{(26 + 17,6 + 4)} \approx 1\,300 \text{ мг/кг.}$$

Солесодержание котловой воды в циклонах и экранах второй ступени

$$S_2 = \frac{S_{\text{п.в}}(100 + p)}{n_2 + p} = \frac{600(100 + 4)}{(26 + 4,0)} = 2\,060 \text{ мг/кг.}$$

Кратность солесодержаний между 3-й ступенью испарения и чистым отсеком

$$K = \frac{15\,000}{1\,300} = 11,5.$$

Паровые напряжения и скорости

в рабочих сечениях

Осевая подъемная и тангенциальная скорость пара в циклонах:

а) Вторая ступень испарения

Количество пара на один циклон $3\,900 \text{ кг/ч.}$

$$\gamma_{\text{п}} = 8,89 \text{ кг/м}^3;$$

Объем пара

$$V_2 = \frac{3\,900}{8,89} = 438 \text{ м}^3/\text{ч.}$$

Все циклоны устанавливаются из труб диаметром $426 \times 12 \text{ мм.}$ Осевое сечение циклона

$$f_0 = 0,785 \cdot 0,402^2 = 0,127 \text{ м}^2.$$

Осевая подъемная скорость пара в циклоне

$$w_0 = \frac{V_2}{f_0 \cdot 3\,600} = \frac{438,0}{0,127 \cdot 3\,600} = 0,96 \text{ м/сек.}$$

Пар вводится в каждый циклон тангенциально по двум трубам диаметром на входе $76 \times 4 \text{ мм.}$

Сечение этих труб

$$f_{\text{к}} = 2 \cdot 0,785 \cdot 0,068^2 = 0,0072 \text{ м}^2.$$

Тангенциальная скорость пара

$$u = \frac{438,0}{3\,600 \cdot 0,0072} = 17,0 \text{ м/сек.}$$

Отношение тангенциальной скорости входа к осевой

$$\frac{u}{w_0} = \frac{17}{0,96} = 17,7.$$

Полученные значения w_0 , u и u/w_0 находятся в рекомендуемых пределах для котлов с давлением 18 ат.

б) Третья ступень испарения

Количество пара на один циклон $3\,530 \text{ кг/ч.}$

Объем пара

$$V_3 = \frac{3\,530}{8,89} = 397 \text{ м}^3/\text{ч.}$$

Осевое сечение циклона $f_0 = 0,127 \text{ м}^2$.

Осевая подъемная скорость пара в циклоне

$$w_0 = \frac{397}{0,127 \cdot 3600} = 0,87 \text{ м/сек.}$$

Пар из фронтального экрана отводится шестью трубами диаметром $83 \times 4 \text{ мм}$, которые на входе в циклон имеют диаметр $70 \times 4 \text{ мм}$. Сечение двух труб диаметром $70 \times 4 \text{ мм}$ для одного циклона:

$$f_n = 2 \cdot 0,785 \cdot 0,062^2 = 0,006 \text{ м}^2.$$

Тангенциальная скорость пара

$$u = \frac{397}{3600 \cdot 0,006} = 18,4 \text{ м/сек.}$$

Отношение тангенциальной скорости входа к осевой

$$\frac{u}{w_0} = \frac{18,4}{0,87} = 21,1,$$

что также находится в рекомендуемых пределах.

Напряжение парового объема циклонов

Паровой объем одного циклона 2-й и 3-й ступени испарения при высоте парового пространства $1,8 \text{ м}$ и внутреннем диаметре циклона 402 мм

$$V_{\text{ц}} = 0,785 \cdot 0,402^2 \cdot 1,8 = 0,229 \text{ м}^3.$$

Напряжение парового объема циклона 2-й ступени испарения

$$\frac{V_2}{V_{\text{ц}}} = \frac{438}{0,229} = 1910 \text{ м}^3/\text{м}^3 \cdot \text{ч} \text{ или } \frac{3,9}{0,229} = 17 \text{ т/м}^3 \cdot \text{ч}.$$

То же 3-й ступени испарения:

$$\frac{V_3}{V_{\text{ц}}} = \frac{397}{0,229} = 1730 \text{ м}^3/\text{м}^3 \cdot \text{ч} \text{ или } \frac{3,53}{0,229} = 16 \text{ т/м}^3 \cdot \text{ч}.$$

Скорость продувочной воды
в питательных трубах

Вторая ступень испарения

Количество продувочной воды, поступающей в циклоны (четыре циклона):

$$Q_{\text{пр}} = (p + n_2 + n_3) D_K v_{\text{KB}} = \\ = (0,04 + 0,26 + 0,176) 60000 \cdot 0,001166 = 33,2 \text{ м}^3 \cdot \text{ч}.$$

В каждый циклон вода поступает из переднего верхнего барабана по одной трубе диаметром $83 \times 3,5 \text{ мм}$.

Сечение четырех питательных труб

$$f_{\text{ц}} = 4 \cdot 0,785 \cdot 0,076^2 = 0,0181 \text{ м}^2.$$

Скорость продувочной воды

$$w = \frac{33,2}{3600 \cdot 0,0181} = 0,51 \text{ м/сек.}$$

Третья ступень испарения.

Количество продувочной воды

$$Q_{\text{пр}} = (p + n_3) D_K v_{\text{KB}} = \\ = (0,04 + 0,176) \cdot 60000 \cdot 0,001166 = 15,0 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

В каждый циклон продувочная вода поступает по одной трубе диаметром $83 \times 3,5 \text{ мм}$

Сечение трех труб диаметром $83 \times 3,5 \text{ мм}$

$$f_{\text{ц}} = 3 \cdot 0,785 \cdot 0,076^2 = 0,0136 \text{ м}^2.$$

Скорость продувочной воды

$$w = \frac{15,0}{3600 \cdot 0,0136} = 0,306 \text{ м/сек}^*.$$

Скорость пара на выходе из циклона. Пар из всех циклонов отводится в смешивающий коллектор по трубам диаметром $108 \times 4 \text{ мм}$ (по одной трубе на циклон).

Сечение одной трубы

$$f = 0,785 \cdot 0,1^2 = 0,00785 \text{ м}^2.$$

Скорость пара из циклона 2-й ступени

$$w = \frac{438}{3600 \cdot 0,00785} = 15,5 \text{ м/сек.}$$

То же циклона 3-й ступени:

$$w = \frac{397}{3600 \cdot 0,00785} = 14,1 \text{ м/сек.}$$

Расчет расхождения уровней воды
между передним верхним барабаном
и выносными циклонами

Расхождение уровней воды между передним верхним барабаном и выносными циклонами второй ступени испарения определяется по формуле (5-5):

$$\Delta H_1 = \frac{(\Delta p_{\text{в1}} + \Delta p_{\text{ц1}} - \Delta p_{\text{б2р}}) \cdot 10^3}{\gamma_{\text{в}} - \gamma_{\text{п}}}, \text{ мм},$$

где $\Delta p_{\text{в1}}$ — сопротивление трубопроводов, подводящих продувочную воду из переднего верхнего барабана в циклон второй ступени, кг/м^2 ;

* В дальнейшем при эксплуатации котлов из-за малых скоростей продувочной воды между циклонами второй и третьей ступени испарения происходил значительный химический перекоп в правом и левом боковых экранах второй ступени. Перекоп был ликвидирован путем повышения скорости продувочной воды до $0,6 \text{ м/сек}$ за счет установки между циклонами второй и третьей ступени труб меньшего диаметра.

$\Delta p_{\text{ц1}}$ — сопротивление парового тракта от циклона второй ступени испарения до промежуточного сборного коллектора, кг/м^2 ;

$\Delta p_{\text{бар}}$ — суммарное сопротивление парового тракта от переднего верхнего барабана (через задний барабан и сухопарник) до промежуточного сборного коллектора, кг/м^2 ;

$\gamma_{\text{в}}$ — удельный вес котловой воды при $p=18 \text{ ат}$:

$$\gamma_{\text{в}} = 857 \text{ кг/м}^3;$$

$\gamma_{\text{п}}$ — удельный вес насыщенного пара при $p=18 \text{ ат}$:

$$\gamma_{\text{п}} = 8,9 \text{ кг/м}^3;$$

ΔH_1 — разница в уровнях воды между передним верхним барабаном и циклоном второй ступени, мм .

Расхождение в уровнях воды между циклонами второй ступени испарения и третьей ступени испарения определяется по формуле (5-7):

$$\Delta H_2 = \frac{(\Delta p_{\text{в2}} + \Delta p_{\text{ц2}} - \Delta p_{\text{ц1}}) \cdot 10^3}{\gamma_{\text{в}} - \gamma_{\text{п}}},$$

где ΔH_2 — разница в уровнях воды между циклонами второй и третьей ступеней испарения, мм ;

$\Delta p_{\text{в2}}$ — сопротивление трубопроводов, подводящих продувочную воду из циклонов второй ступени испарения к циклонам третьей ступени испарения, кг/м^2 ;

$\Delta p_{\text{ц2}}$ — сопротивление парового тракта от циклона третьей ступени испарения до промежуточного сборного коллектора, кг/м^2 .

Остальные обозначения те же, что в предыдущей формуле.

Расхождение уровней воды между передним верхним барабаном и циклонами второй ступени испарения

Сопротивление трубопроводов, подводящих продувочную воду из переднего барабана к циклонам второй ступени испарения. Максимальное количество продувочной воды из барабана во 2-ю и 3-ю ступени испарения $33,2 \text{ м}^3/\text{ч}$. Характеристика трубопровода: диаметр труб — $83 \times 3,5 \text{ мм}$. Количество труб (к каждому циклону одна труба) — 4 шт. Средняя длина — $4,1 \text{ м}$. Количество колен — 3 шт., эквивалентных 90° . В каждой трубе поставлена шайба диаметром 65 мм .

Коэффициенты сопротивления:

входа в трубу $\xi_{\text{вх}} = 0,5$;

выхода из трубы $\xi_{\text{вых}} = 1,0$;

приведенный коэффициент трения $\lambda_0 = 0,28$,

$$\xi_{\text{тр}} = 0,28 \cdot 4,1 = 1,15 \quad (\xi_{\text{тр}} = \lambda_0 l);$$

$$\text{шайбы при } \frac{d_{\text{ш}}}{d_{\text{тр}}} = \frac{65}{75} = 0,85 \quad \xi_{\text{ш}} = 0,8;$$

поворота на 90° $\xi_{\text{пов}} = 0,2$.

Суммарный коэффициент сопротивления с тремя поворотами

$$\Sigma \xi = 0,5 + 1,0 + 1,15 + 0,2 \cdot 3 + 0,8 = 4,05.$$

Скорость продувочной воды в трубах

$$w_{\text{в}} = \frac{33,2}{3600 \cdot 4 \cdot 0,785 \cdot 0,076^2} = 0,506 \text{ м/сек.}$$

Сопротивление участка

$$\Delta p_{\text{в1}} = \Sigma \xi \frac{w_{\text{в}}^2}{2g} \gamma_{\text{в}} = 4,05 \frac{0,506^2}{19,62} \cdot 857 = 45,4 \text{ кг/м}^2.$$

Сопротивление парового тракта от циклонов второй ступени испарения до промежуточного коллектора. Количество пара от циклонов второй ступени испарения

$$D_2 = 15600 \text{ кг/ч.}$$

Сопротивление паропровода. Характеристика паропровода: диаметр труб — $108 \times 4 \text{ мм}$. Количество труб — 4. Средняя длина труб — $6,8 \text{ м}$. Количество колен, эквивалентных 90° , — 2.

Коэффициенты сопротивления:

входа в трубу $\xi_{\text{вх}} = 0,5$;

трения $\xi_{\text{тр}} = \lambda_0 l = 0,19 \cdot 6,8 = 1,3$;

поворотов $\xi_{\text{пов}} = 0,2 \cdot 2 = 0,4$;

выхода из трубы в собирающий тройник $\xi_{\text{вых}} = 1,9$.

Суммарный коэффициент сопротивления

$$\Sigma \xi = 0,5 + 1,3 + 0,4 + 1,9 = 4,1.$$

Скорость пара в трубах при $v_{\text{п}} = 0,1125 \text{ м}^3/\text{кг}$:

$$w_{\text{п}} = \frac{15600 \cdot 0,1125}{3600 \cdot 4 \cdot 0,785 \cdot 0,1^2} = 15,6 \text{ м/сек.}$$

Сопротивление паропровода

$$\Delta p_{\text{пар}} = \Sigma \xi \frac{w_{\text{п}}^2}{2g} \gamma = 4,1 \frac{15,6^2}{19,62} \cdot 8,9 = 455 \text{ кг/м}^2.$$

Сопротивление дырчатого потолка в циклоне. Живое сечение дырчатого потолка составляет $F_1 = 0,00855 \text{ м}^2$.

Живое сечение циклона $F = 0,785 \cdot 0,402^2 = 0,127 \text{ м}^2$.

Отношение сечений

$$\frac{F_1}{F} = \frac{0,00855}{0,127} = 0,067.$$

По рис. 2-3,а коэффициент местного сопротивления $\xi_2 = 2,61$.

Скорость пара в отверстиях дырчатого потолка

$$w_0 = \frac{15600 \cdot 0,1125}{3600 \cdot 4 \cdot 0,00855} = 14,2 \text{ м/сек.}$$

Сопротивление дырчатого потолка по формуле (2-3)

$$\Delta p_{\text{пот}} = \xi_z \frac{w_0^2}{2g} \gamma_n = 2,61 \frac{14,2^2}{19,62} \cdot 8,9 = 240 \text{ кг/м}^2.$$

Суммарное сопротивление парового тракта от циклонов второй ступени испарения до промежуточного коллектора:

$$\Delta p_{\Sigma} = \Delta p_{\Pi} + \Delta p_{\text{пот}} = 455 + 240 = 695 \text{ кг/м}^2.$$

Сопротивление парового тракта от переднего верхнего коллектора до промежуточного

Сопротивление пароперепускных труб от переднего верхнего барабана к заднему верхнему барабану. Производительность чистого отсека

$$D_{\text{чист}} = 60\,000 - (15\,600 + 10\,600) = 33\,800 \text{ кг/ч.}$$

Количество пароперепускных труб — 30; диаметр труб — 83/76 мм, длина труб — 4 м.

Коэффициенты сопротивления:

входа в трубы $\xi_{\text{вх}} = 0,5$;
выхода из труб $\xi_{\text{вых}} = 1,0$;
поворотов $\xi_{\text{пов}} = 0,2 \cdot 1 = 0,2$;
трения $\xi_{\text{тр}} = 0,28 \cdot 4 = 1,12$.

Суммарный коэффициент сопротивления $\Sigma \xi = 0,5 + 1 + 0,2 + 1,12 = 2,82$.

Скорость пара в пароперепускных трубах

$$w_{\Pi} = \frac{33\,800 \cdot 0,1125}{3\,600 \cdot 30 \cdot 0,785 \cdot 0,076^2} = 7,75 \text{ м/сек.}$$

Сопротивление пароперепускных труб

$$\Delta p_{\Pi\Pi} = \Sigma \xi \frac{w_{\Pi}^2}{2g} \gamma_n = 2,82 \frac{7,75^2}{19,62} \cdot 8,9 = 77 \text{ кг/м}^2.$$

Сопротивление перфорированного потолка в заднем барабане.

Количество отверстий в потолке диаметром 10 мм — 2 420 шт.

Сечение отверстий

$$F_1 = 2\,420 \cdot 0,785 \cdot 0,01^2 = 0,19 \text{ м}^2.$$

Скорость пара при проходе через отверстия щита

$$w_0 = \frac{33\,800 \cdot 0,1125}{3\,600 \cdot 0,19} = 5,55 \text{ м/сек.}$$

Сопротивление перфорированного потолка [коэффициент сопротивления потолка принимаем $\xi_z = 2,05$ по рис. 2-3 (при $F_1/F = 0,2$)]

$$\Delta p_{\text{пот}} = 2,05 \cdot \frac{5,55^2}{19,62} \cdot 8,9 \approx 30,0 \text{ кг/м}^2.$$

Сопротивление паровых труб из заднего барабана в сухопарник. Количество труб диаметром 83/76 мм — 32 шт. Длина труб — 0,7 м.

Коэффициенты сопротивления:

входа в трубы $\xi_{\text{вх}} = 0,5$;
выхода из труб $\xi_{\text{вых}} = 1,0$;
трения $\xi_{\text{тр}} = 0,28 \cdot 0,7 = 0,196$.

Суммарный коэффициент сопротивления

$$\Sigma \xi = 0,5 + 1 + 0,196 = 1,7.$$

Скорость пара в трубах

$$w_{\Pi} = \frac{33\,800 \cdot 0,1125}{33\,600 \cdot 32 \cdot 0,785 \cdot 0,076^2} = 7,5 \text{ м/сек.}$$

Сопротивление труб

$$\Delta p_{\Pi.с} = 1,7 \frac{7,5^2}{19,62} \cdot 8,9 = 41,2 \text{ кг/м}^2.$$

Сопротивление сепарационного устройства, установленного в сухопарнике, принимаем по оценке в 530 кг/м².

Сопротивление паропровода от сухопарника к промежуточному коллектору. Пар выходит из сухопарника через тройник диаметром 222 мм и по двум трубам диаметром 225 мм подводится к промежуточному коллектору.

Скорость пара в ответвлениях

$$w_{\Pi} = \frac{33\,800 \cdot 0,1125}{3\,600 \cdot 2 \cdot 0,785 \cdot 0,225^2} = 13,4 \text{ м/сек.}$$

Коэффициент сопротивления тройника $\xi = 1,2$.

Сопротивление тройника

$$\Delta p_{\text{тр}} = 1,2 \frac{13,4^2}{19,62} \cdot 8,9 = 98,0 \text{ кг/м}^2.$$

Сопротивление паровых труб после тройника до промежуточного коллектора. Количество труб диаметром 225 мм — 2. Длина каждой трубы 7 м.

Коэффициенты сопротивления:

трения $\xi_{\text{тр}} = 0,1 \cdot 7 = 0,7$;
поворотов $\xi_{\text{пов}} = 2 \cdot 0,2 = 0,4$;
выхода $\xi_{\text{вых}} = 1,9$.

Суммарный коэффициент сопротивления

$$\Sigma \xi = 0,7 + 0,4 + 1,9 = 3,0.$$

Сопротивление паровых труб после сухопарника

$$\Delta p_{\Pi.тр} = 3,0 \cdot \frac{13,4^2}{19,62} \cdot 8,9 = 244 \text{ кг/м}^2.$$

Полное сопротивление участка от сухопарника до промежуточного коллектора

$$\Delta p_{\Sigma} = 98 + 244 = 342 \text{ кг/м}^2.$$

Полное сопротивление парового тракта от переднего верхнего барабана до промежуточного коллектора

$$\Sigma p_{\text{бар}} = 77 + 30,0 + 41,2 + 530 + 342 = 1\,020 \text{ кг/м}^2.$$

Разница в уровнях воды между передним верхним барабаном и циклонами второй ступени

$$\Delta H = \frac{(\Delta p_{\text{в1}} + \Delta p_{\text{ц1}} - \Sigma p_6) \cdot 10^3}{\gamma_{\text{в}} - \gamma_{\text{п}}} = \frac{(45,4 + 710 - 1\,020) \cdot 10^3}{857 - 8,9} = -320 \text{ мм.}$$

Расхождение уровней воды в циклонах второй и третьей ступеней испарения

1. Сопротивление трубопроводов, подающих продувочную воду из циклонов второй ступени в циклоны третьей ступени испарения:

$$\Delta p_{\text{в2}} = 35,5 \text{ кг/м}^2.$$

2. Сопротивление парового тракта из циклона третьей ступени испарения до промежуточного коллектора:

Сопротивление паропровода. Характеристика паропровода: диаметр труб — $108 \times 4 \text{ мм}$; количество труб — 3; средняя длина труб — 6,8 м; количество колен, — эквивалентных 90° , 2 шт.

Коэффициенты сопротивления:

входа в трубу $\xi_{\text{вх}} = 0,5$;

трения $\xi_{\text{тр}} = \lambda_0 l = 0,19 \cdot 6,8 = 1,3$;

поворотов $\xi_{\text{пов}} = 0,2 \cdot 2 = 0,4$;

выхода из трубы в собирающий тройник $\xi_{\text{вых}} = 1,9$.

Суммарный коэффициент сопротивления $\Sigma \xi = 4,1$.

Скорость пара в трубах

$$w_{\text{п}} = \frac{10\,600 \cdot 0,1125}{3\,600 \cdot 3,0705 \cdot 0,1^2} = 14,0 \text{ м/сек.}$$

Сопротивление паропровода

$$\Delta p_{\text{пар}} = 4,1 \frac{14,0^2}{19,62} \cdot 8,9 = 363 \text{ кг/м}^2.$$

Сопротивление дырчатого потолка в циклонах. При одинаковом сечении потолка в циклонах 3-й и 2-й ступеней испарения коэффициент сопротивления потолка $\xi = 2,61$.

Осевая скорость пара в дырчатом потолке циклонов 3-й ступени испарения

$$w_0 = \frac{10\,600 \cdot 0,1125}{3\,600 \cdot 3,000855} = 13,0 \text{ м/сек.}$$

Сопротивление дырчатого потолка

$$\Delta p_{\text{пот}} = 2,61 \cdot \frac{13,0^2}{19,62} \cdot 8,9 = 200 \text{ кг/м}^2.$$

Суммарное сопротивление парового тракта от циклонов 3-й ступени

испарения до промежуточного коллектора

$$\Delta p_{\text{ц2}} = 363 + 200 = 563 \text{ кг/м}^2.$$

Разница в уровнях воды между циклонами 2-й и 3-й ступеней испарения

$$\Delta H_2 = \frac{10^3 (\Delta p_{\text{в2}} + \Delta p_{\text{ц2}} - \Delta p_{\text{ц1}})}{\gamma_{\text{в1}} - \gamma_{\text{п}}} = \frac{(35,5 + 563 - 710) \cdot 10^3}{857 - 8,9} = -130 \text{ мм.}$$

Разница в уровнях воды между передним верхним барабаном и циклоном 3-й ступени испарения по формуле (5-6)

$$\Delta H_1 + \Delta H_2 = \frac{(\Delta p_{\text{в1}} + \Delta p_{\text{в2}} + \Delta p_{\text{ц2}} - \Sigma p_6) \cdot 10^3}{\gamma_{\text{в}} - \gamma_{\text{п}}} = \frac{(45,4 + 35,5 + 563 - 1\,020) \cdot 10^3}{857 - 8,9} = -450 \text{ мм.}$$

Приведенные расчеты показывают, что благодаря большим потерям на участке между верхним барабаном и промежуточным коллектором разница в уровнях воды между верхним барабаном и выносными циклонами имеет знак «—», т. е. уровень воды в циклонах стоит выше уровня воды в барабане.

Б. Пример установки выносных циклонов с двухступенчатой сепарацией пара при модернизации котла ДКВР-6,5-13

В качестве примера ниже приводятся расчеты, выполненные для модернизированного котла ДКВР-6,5-13, описанного ниже в гл. 7 (рис. 7-4). Котлы ДКВР-6,5-13 после перевода их на сжигание газа с соответствующей их модернизацией обеспечивают паропроизводительность 20 т/ч.

Расчет паропроизводительности выносных циклонов и барабана

Исходные данные: расход топлива $B = 1\,590 \text{ м}^3/\text{ч}$; суммарная лучевоспринимающая поверхность — $H_{\text{л}}^{\text{т}} = 79,3 \text{ м}^2$; количество тепла, переданного излучением в топке, $Q_{\text{л}}^{\text{т}} = 3\,480 \text{ ккал/м}^3$. Согласно циркуляционной схеме котла в барабан включаются: задний экран, фестон, дополнительные боковые экраны топки, переходящие до барабана в потолок и конвективный пучок. На выносные циклоны включаются: фронтальный экран, основные боковые экраны и потолок.

Количество лучистого тепла топки, проходящее через фестон на конвективный пучок:

$$\Delta Q_{\text{ф}} = y \frac{H_{\text{ф}}^{\text{т}} (1 - x) Q_{\text{л}}^{\text{т}}}{H_{\text{л}}^{\text{т}}}, \text{ ккал/м}^3,$$

где $y = 1,1$ — коэффициент неравномерности обогрева;

$x=0,824$ — угловой коэффициент фестона (из теплового расчета).

Лучевопронимающая поверхность фестона $H_{\phi}=2,31 \text{ м}^2$.

$$\Delta Q_{\phi} = \frac{1,1 \cdot 2,31 (1 - 0,824) \cdot 3480}{79,3} = 19,6 \text{ ккал/м}^2.$$

Действительное тепловосприятие топки

$$Q_{\text{л}}^{(\text{д})} = Q_{\text{л}}^{\text{т}} - \Delta Q_{\phi} = 3480 - 19,6 = 3460,4 \text{ ккал/м}^2.$$

Средняя тепловая нагрузка экранов топочной камеры

$$q_{\text{ср}}^{\text{л}} = \frac{3460,4 \cdot 1590}{79,3} = 69500 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч}.$$

Экраны, включенные на циклоны. Тепловосприятие экранов определяется по формулам (4-2) и (4-3):

$$Q_{\text{л}}^{\text{экp}} = q_{\text{ср}}^{\text{л}} H_{\text{л}}^{\text{экp}}, \text{ ккал/ч}.$$

Тепловосприятие фронтального экрана топки

$$Q_{\text{л}}^{\text{фр}} = 69500 \cdot 15,1 \cdot 0,945 = 0,994 \cdot 10^6 \text{ ккал/ч}.$$

Тепловосприятие основного бокового экрана и потолочного

$$Q_{\text{л}}^{\text{б+п}} = 69500 (34,3 + 8,79) \cdot 1,0 = 2,99 \cdot 10^6 \text{ ккал/ч}.$$

Паропроизводительность экранов определяется по формуле (4-1): для фронтального

$$D_{\text{фр}} = \frac{0,994 \cdot 10^6}{468,9} = 2,12 \text{ т/ч};$$

для бокового и потолочного

$$D_{\text{б+п}} = \frac{2,99 \cdot 10^6}{468,9} = 6,38 \text{ т/ч}.$$

Суммарная производительность экранов, включенных на циклоны:

$$D_{\Pi} = D_{\text{фр}} + D_{\text{б+п}} = 2,12 + 6,38 = 8,5 \text{ т/ч}.$$

Суммарное количество пара, получаемое в барабане котла:

$$D_{\text{б}} = 20 - 8,5 = 11,5 \text{ т/ч}.$$

Расчеты по циклону двухступенчатой сепарации (рис. 5-8). Давление $p=14 \text{ ат}$.

Паропроизводительность одного циклона $D=4,25 \text{ т/ч}$.

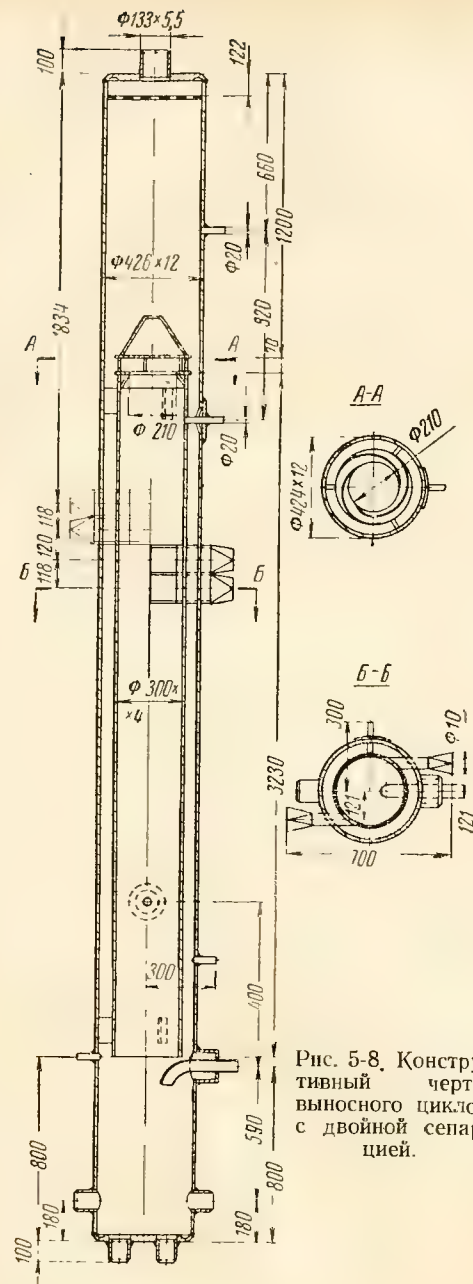


Рис. 5-8. Конструктивный чертеж выносного циклона с двойной сепарацией.

Наружный циклон выполняется из трубы диаметром 126×12 мм.

Внутренний циклон выполнен из трубы диаметром 300×4 мм. Объемный расход пара

$$V_{\Pi} = \frac{Dv''}{3600} = \frac{4,25 \cdot 10^3 \cdot 0,1434}{3600} = 0,182 \text{ м}^3/\text{сек.}$$

Приведенная осевая подъемная скорость в сепараторе грубой сепарации:

$$w_1 = \frac{0,182}{0,785 \cdot 0,292^2} = 2,72 \text{ м/сек.}$$

Площадь входного сечения четырех сопл 1-й ступени сепарации

$$F'_c = 4 \times 5 \times 10 = 200 \text{ см}^2.$$

Приведенная входная скорость пара

$$u_1 = \frac{0,182}{0,02} = 9,1 \text{ м/сек.}$$

Отношение u_1/w_1 в 1-й ступени сепарации $\frac{u_1}{w_1} = \frac{9,1}{2,72} = 3,33$, что находится в рекомендуемых пределах.

Осевая (подъемная) скорость пара в циклоне 2-й ступени сепарации

$$w_{\Pi} = \frac{0,182}{0,785 \cdot 0,402^2} = 1,43 \text{ м/сек.}$$

Площадь входного сечения трех сопл 2-й ступени сепарации

$$F''_c = 3 \times 2 \times 7 = 42 \text{ см}^2.$$

Приведенная входная скорость пара

$$u_{\Pi} = \frac{0,182}{0,0042} = 43,3 \text{ м/сек.}$$

Отношение u_{Π}/w_{Π} во 2-й ступени сепарации составляет $\frac{u_{\Pi}}{w_{\Pi}} = \frac{43,3}{1,43} = 30,4$, что находится в рекомендуемых пределах.

Сопротивление первой ступени сепарации. Влажность пара после первой ступени сепарации пара принимаем $x=0,2$, тогда удельный объем влажного пара составит:

$$v_1 = (1-x)v'' + xv' = (1-0,2) \cdot 0,1434 + 0,2 \cdot 0,00114 = 0,14 \text{ м}^3/\text{кг.}$$

$$\gamma_{\text{см}} = \frac{1}{v_1} = \frac{1}{0,14} = 7,2 \text{ кг/м}^3.$$

Объемный действительный расход пароводяной смеси во второй ступени сепарации:

$$V_{\text{см}} = V_{\Pi} + \frac{x}{1-x} \frac{\gamma''}{\gamma'} V_{\Pi} = 0,182 + \frac{0,2 \cdot 6,95 \cdot 0,182}{0,8 \cdot 870} = 0,18236 \text{ м}^3/\text{сек.}$$

Скорость смеси $u_2 = \frac{V_{\text{см}}}{F''_c} = \frac{0,18236}{0,0042} = 43,4 \text{ м/сек.}$ Коэффициент сопротивления выходных сопл $\xi_{\text{вых}} = 1,1$.

Перепад давления:

$$\Delta p_2 = \xi_{\text{вып}} \frac{u_{\Pi}^2 \gamma_{\text{см}}}{2g} = 1,1 \frac{43,4^2 \cdot 7,2}{2 \cdot 9,81} = 760 \text{ кг/м}^2.$$

Сопротивление дырчатого потолка в сепараторе. Количество отверстий в дырчатом потолке сепаратора $n=186$, диаметр отверстий $d=10$ мм. Суммарная площадь поперечного сечения отверстий в дырчатом потолке

$$F_{\text{дыр}} = n_{\text{отв}} \cdot 0,785 \cdot d^2 = 186 \cdot 0,785 \cdot 0,01^2 = 0,0146 \text{ м}^2.$$

Скорость пара в отверстиях дырчатого потолка

$$w_{\Pi} = \frac{0,182}{0,0146} = 12,5 \text{ м/сек.}$$

Отношение площади сечения дырчатого потолка к площади сечения сепаратора

$$\frac{F_{\text{дыр}}}{F_{\text{сеп}}} = \frac{0,0146}{0,785 \cdot 0,402^2} = 0,115.$$

Коэффициент сопротивления дырчатого потолка ξ_2 для такого отношения $F_{\text{дыр}}/F_{\text{сеп}}$ находим на рис. 2-3,а равным $\xi_2=2,4$. Сопротивление дырчатого потолка центробежного сепаратора

$$\Delta p = \xi_2 \frac{w_{\Pi}^2}{2g} \gamma'' = 2,4 \frac{12,5^2 \cdot 6,95}{2 \cdot 9,81} = 133 \text{ кг/м}^2.$$

Сопротивление паропроводящих труб от сепаратора до смешивающего коллектора; от каждого сепаратора пар отводится по одной трубе диаметром 127×4 мм. Площадь поперечного сечения отводящего паропровода

$$F_{\text{отв}} = 0,785 \cdot d^2 = 0,785 \cdot 0,119^2 = 0,0111 \text{ м}^2.$$

Скорость пара в отводящем паропроводе

$$w = \frac{4,25 \cdot 10^3 \cdot 0,1434}{3600 \cdot 0,0111} = 15,2 \text{ м/сек.}$$

Коэффициент сопротивления входа в трубу

$$\xi_{вх} = 1 - \left(\frac{F_{отв}}{F_{кол}} \right)^2 = 1 - \left(\frac{0,0111}{0,127} \right)^2 = 0,9923.$$

Коэффициент сопротивления выхода из трубы в коллектор $\xi_{вых} = 1,0$.

Количество плавных поворотов на угол 90° $n_{пов} = 2$.

Коэффициент сопротивления плавного поворота на угол 90° $\xi_{пов} = 0,2$.

Коэффициент сопротивления трения $\lambda = 0,022$. Длина отводящего паропровода $l = 7,8$ м.

Сопротивление паропровода от сепаратора до смешивающего коллектора

$$\begin{aligned} \Delta p_{пар}^{тр} &= \left(\xi_{вх} + \xi_{вых} + n_{пов} \xi_{пов} + \lambda \frac{l}{d_3} \right) \frac{w^2 \gamma_{пар}}{2g} = \\ &= \left(0,9923 + 1,0 + 2 \cdot 0,2 + 0,022 \cdot \frac{7,8}{0,123} \right) \cdot \frac{15,2^2 \cdot 6,95}{2 \cdot 9,81} = \\ &= 293 \text{ кг/м}^2. \end{aligned}$$

Суммарное сопротивление паровой линии от дырчатого потолка сепаратора до смешивающего коллектора

$$\Delta p_{пар}^{цнк} = \Delta p_{пар}^{тр} + \Delta p_{сеп} = 293 + 133 = 426 \text{ кг/м}^2.$$

Сопротивление водяной линии от нижнего барабана до циклона.

Количество труб $n = 2$.

Диаметр трубы $51 \times 2,5$ мм.

Длина трубы $L = 5$ м.

Количество поворотов на 90° $n_{пов} = 2$.

Сечение труб

$$F_{тр} = 2 \cdot 0,785 d_{вн}^2 = 2 \cdot 0,785 \cdot 0,046^2 = 0,00332 \text{ м}^2.$$

Скорость воды в трубах

$$w_{в} = \frac{Dv'}{3600 F_{тр}} = \frac{9,01 \cdot 0,0011475}{3600 \cdot 0,00332} = 0,86 \text{ м/сек.}$$

Коэффициент сопротивления входа в трубу $\xi_{вх} = 0,5$.

Коэффициент сопротивления выхода из трубы $\xi_{вых} = 1,0$.

Коэффициент трения $\lambda = 0,024$.

Коэффициент сопротивления плавного поворота на 90° $\xi = 0,2$.

Сопротивление водоподводящих труб

$$\begin{aligned} \Delta p_1 &= \left(\xi_{вх} + \xi_{вых} + n_{пов} \xi_{пов} + \lambda \frac{l}{d_3} \right) \frac{w_{в}^2 \gamma_{в}}{2g} = \\ &= \left(0,5 + 1,0 + 2 \cdot 0,2 + 0,024 \cdot \frac{5,0}{0,046} \right) \cdot \frac{0,86^2 \cdot 870}{2 \cdot 9,81} = 149 \text{ кг/м}^2. \end{aligned}$$

Сопротивление котельного пучка

Средняя длина труб $l = 3,0$ м.

Размер трубы $\varnothing = 51 \times 2,5$ мм.

Количество труб $n = 200$ мм.

Кратность циркуляции $K = 110$.

Паропроизводительность барабана $D = 11,5$ т/ч.

Площадь сечения опускающих труб

$$F_{оп} = n \frac{\pi d_{вп}^2}{4} = 200 \frac{3,14 \cdot 0,046^2}{4} = 0,333 \text{ м}^2.$$

Скорость воды в опускающих трубах

$$w_{оп} = \frac{Dv'k}{3600 F_{оп}} = \frac{11,5 \cdot 10^3 \cdot 0,0011475 \cdot 110}{3600 \cdot 0,333} = 1,20 \text{ м/сек.}$$

Коэффициент сопротивления входа в трубу $\xi_{вх} = 0,5$.

Коэффициент сопротивления выхода из трубы в барабан

$$\xi_{вых} = 1,0.$$

Коэффициент трения $\lambda = 0,024$.

Сопротивление опускающих труб котельного пучка от верхнего барабана к нижнему

$$\begin{aligned} \Delta p_{к.п} &= \left(\xi_{вх} + \xi_{вых} + \lambda \frac{l}{d_в} \right) \frac{w^2 \gamma_{в}}{2g} = \\ &= \left(0,5 + 1,0 + 0,024 \cdot \frac{3,0}{0,046} \right) \cdot \frac{1,2^2 \cdot 870}{2 \cdot 9,81} = 195 \text{ кг/м}^2. \end{aligned}$$

Суммарное сопротивление водяной линии

$$\Delta p_{вод}^{цнк} = \Delta p_1 + \Delta p_{к.п} = 149 + 195 = 344 \text{ кг/м}^2.$$

Расчет внутрибарабанных сепараторов. Количество горизонтальных циклонов в барабане $n = 4$ шт.

Секундный расход пара через циклон

$$V_{сек} = \frac{D}{n \cdot 3600} = \frac{11,5 \cdot 10^3}{4 \cdot 6,95 \cdot 3600} = 0,115 \text{ м}^3/\text{сек.}$$

Расчет сечений паровпускного отверстия улитки сепаратора

Длина входного отверстия улитки $a = 680$ мм.

Ширина входного отверстия улитки $b = 10$ мм.

Сечение входа в улитку

$$F_{вх} = ab = 0,68 \cdot 0,01 = 0,0068 \text{ м}^2.$$

Скорость входа в улитку

$$w_{вх} = \frac{V_{сек}}{F_{вх}} = \frac{0,115}{0,0068} = 16,9 \text{ м/сек.}$$

Коэффициент сопротивления выхода из подводящего патрубка в циклон

$$\xi_{вых} = 1,2.$$

Сопротивление входа в циклон

$$\Delta p_{вх} = \xi_{вх} \frac{w^2 \gamma}{2g} = 1,2 \frac{16,9 \cdot 6,95}{2 \cdot 9,81} = 122 \text{ кг/м}^2.$$

Сопротивление труб между барабаном и смешивающим коллектором

Количество паропроводящих труб $n=1$.

Размер трубы $\varnothing 159 \times 4,5 \text{ мм.}$

Площадь поперечного сечения

$$F = 0,785 d_{вп}^2 = 0,785 \cdot 0,150^2 = 0,0176 \text{ м}^2.$$

Скорость пара

$$w = \frac{Dv''}{3600F} = \frac{11500 \cdot 0,1434}{3600 \cdot 0,0176} = 26 \text{ м/сек.}$$

Длина паропровода $l=0,30 \text{ м.}$

Коэффициент сопротивления вход из барабана в трубу $\xi_{вх}=0,5$.

Коэффициент сопротивления выходу пара из трубы в коллектор $\xi_{вых}=1,0$.

Коэффициент трения $\lambda=0,015$.

Сопротивление трубы между барабаном и смешивающим коллектором

$$\begin{aligned} \Delta p_{тр} &= \left(\xi_{вх} + \xi_{вых} + \lambda \frac{l}{d_3} \right) \frac{w^2 \gamma''}{2g} = \\ &= \left(0,5 + 1,0 + 0,015 \frac{0,30}{0,150} \right) \frac{26^2 \cdot 6,95}{2 \cdot 9,81} = 362 \text{ кг/м}^2. \end{aligned}$$

Суммарное сопротивление паровой линии от внутрибарабанных циклонов до смешивающего коллектора

$$\Delta p_{бар} = \Delta p_{вх} + \Delta p_{тр} = 122 + 362 = 484 \text{ кг/м}^2.$$

Расхождение уровней воды в барабане и в выносных циклонах

Расхождение уровней воды в барабане и в выносных сепараторах при данной схеме включения сепаратора определяется по формуле (5-5)

$$\Delta H = \frac{\Delta p_{вод}^{цик} + \Delta p_{пар}^{цик} - \Delta p_{бар}}{\gamma_{в} - \gamma_{п}} = \frac{344 + 426 - 484}{870 - 6,95} = 331 \text{ мм.}$$

Уровень воды (рис. 5-9) во внешнем цилиндре выносного сепаратора на 331 мм ниже, чем в барабане котла. Сопротивление внутреннего цилиндра сепаратора составляет (см. выше) $\Delta p_2 = 760 \text{ кг/м}^2$. Уровень воды во внутреннем цилиндре при максимальной нагрузке ниже уровня воды в барабане на

$$\Delta H_2 = 331 + \frac{760}{870 - 6,95} = 1214 \text{ мм.}$$

Солевые балансы котла. Производительность экранов, включенных на циклоны (в процентах от производительности котла):

$$n_{II} = \frac{8500 \cdot 100}{20000} = 42,5\%.$$

Производительность чистого отсека котла

$$n_I = \frac{11500 \cdot 100}{20000} = 57,5\%$$

Общее солесодержание питательной воды, поступающей в котел, составляет:

$$S_{пв} = 350 \text{ мг/кг.}$$

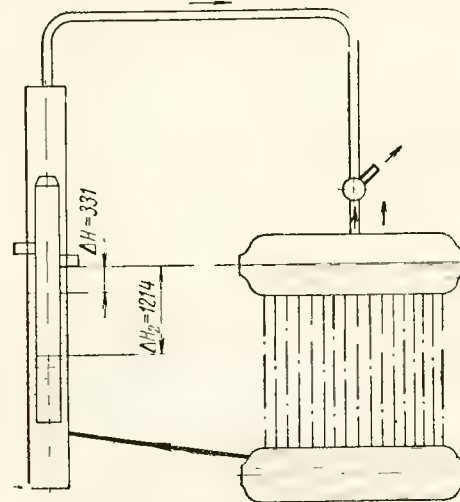


Рис. 5-9. Расхождение уровней воды в циклоне двойной сепарации.

Содержание железа в питательной воде

$$a_{п.в} = 4,0 \text{ мкг/кг.}$$

Учитывая, что выносные циклоны в данном котле питаются так же питательной водой из магистрали (рис. 1-3), пользуемся

уравнением (1-20). Процент непрерывной продувки определяется из условия максимального содержания железа в котловой воде соленого отсека $A_{п.в.}=100 \text{ мг/кг}$:

$$p = \frac{100a_{п.в.}}{A_{п.в.} - a_{п.в.}} = \frac{100 \cdot 4,0}{100 - 4,0} \approx 4,0\%.$$

Общее солесодержание продувочной котловой воды при этом составит

$$S_{пр} = \frac{(100 + p) S_{п.в.}}{p} = \frac{(100 + 4) \cdot 350}{4} = 9\,100 \text{ мг/кг}.$$

Задаваясь допустимым солесодержанием котловой воды в чистом отсеке, т. е. в барабане, $S_1=1\,500 \text{ мг/кг}$, определяем из уравнения (1-20) количество питательной воды x , поступающей во вторую ступень испарения непосредственно из питательной магистрали:

$$x = \frac{S_1 n_{II} + p (S_1 - S_{пр})}{S_1 - S_{п.в.}} = \frac{1\,500 \cdot 42,5 + 4 (1\,500 - 9\,100)}{1\,500 - 350} = 29,3\%.$$

Таким образом, для поддержания заданных солесодержаний в чистом и соленом отсеках котла и при непрерывной продувке $p=4\%$ необходимо около 29% питательной воды подводить непосредственно в выносные циклоны, и при этих условиях кратность солесодержаний между второй ступенью испарения и чистым отсеком составит:

$$K = \frac{9\,100}{1\,500} \approx 6,0.$$

ГЛАВА ШЕСТАЯ

ОСОБЕННОСТИ РАБОТЫ ИСПАРИТЕЛЬНЫХ КОНТУРОВ С ВЫНОСНЫМИ ЦИКЛОНАМИ И ОБЕСПЕЧЕНИЕ ИХ ЦИРКУЛЯЦИОННОЙ НАДЕЖНОСТИ

6-1. ОСОБЕННОСТИ ИСПАРИТЕЛЬНЫХ КОНТУРОВ С ЦИКЛОНАМИ

Обычные сепарационные элементы, которые устанавливаются в паровом объеме барабана котла (отбойные щитки, жалюзи, пароприемные и распределительные щиты, горизонтальные выходные циклоны и т. д.), не вносят какого-либо дополнительного гидравлического сопротивления в циркуляционные тракты испарительных контуров, включенных в барабан. Это объясняется тем, что сепарационные элементы устанавливаются на

пути движения парового потока уже после входа пароводяной смеси в барабан и разделения этого потока на пар и воду. В отличие от перечисленных сепарационных устройств центробежные сепараторы пара, или так называемые циклоны, устанавливаемые непосредственно на входе пароводяной смеси, используют для сепарации кинетическую энергию входящего в них потока пароводяной смеси. В этом случае вся потеря давления на входе в циклон, обеспечивающая необходимую кинетическую энергию, создается полностью за счет движущего циркуляционного напора испарительного контура, включенного на данные циклоны. Поэтому основной особенностью испарительных контуров, включенных на внутрибарабанные или выносные циклоны, является значительная величина дополнительного гидравлического сопротивления в тракте пароводящих труб от верхнего коллектора до циклона. Эта особенность накладывает специальные требования как при конструировании, так и при эксплуатации подобных контуров. Как уже отмечалось, сепарационная характеристика циклона тем лучше, чем выше скорость ввода пароводяной смеси в циклон. Особенно значительные входные скорости применяются в обычных выносных циклонах, которые работают параллельно барабану и должны поэтому обеспечивать высокое качество пара, в связи с этим потеря давления на входе в такие циклоны может достигать 1 000—5 000 мм вод. ст. Эти сопротивления, как уже отмечалось, зависят в основном от конструктивного выполнения входа пароводяной смеси в циклоны (улиточные, безулиточные) и его размеров. Внутрибарабанные циклоны, а также выносные циклоны с двойной сепарацией пара имеют несколько меньшие значения сопротивления, так как в них могут применяться более низкие входные скорости пароводяной смеси. Большие значения гидравлического сопротивления выносных циклонов позволяют осуществлять их непосредственное включение в циркуляционный контур котла только при очень большой высоте экранных труб. В экранных контурах с небольшой высотой труб включение циклонов в испарительные контуры котла возможно лишь при применении циклонов с малым сопротивлением или при условии принятия соответствующих конструктивных мероприятий в самом контуре. Отличительной особенностью испарительных контуров, включенных на вынос-

ные циклоны, является то, что с барабаном котла эти контуры связаны одной или двумя питательными трубами, сечение которых обычно не превышает 2—5% от сечения экранных труб. В связи с этим при полном открытии продувочных вентилей нижних коллекторов количество выходящей в продувку котловой воды во много раз превышает количество воды, которое может поступать в этот контур по питательным линиям из барабана. Во избежание быстрого опорожнения от воды испарительного контура с выносным циклоном применяется установка перед продувочными вентилями специальных ограничительных шайб.

6-2. ОСНОВНЫЕ СХЕМЫ ЭКРАННЫХ КОНТУРОВ С ВЫНОСНЫМИ ЦИКЛОНАМИ И ИХ ЦИРКУЛЯЦИОННЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ

В зависимости от конструкции котла и размеров топочной камеры возможны две различные схемы включения выносного циклона в контур циркуляции экрана. На рис. 6-1,а изображена схема I — включения выносного циклона в контур циркуляции экрана с расположением верхнего коллектора экрана ниже уровня воды в циклоне. На рис. 6-2 дан контур циркуляции с выносным циклоном и расположением верхнего коллектора экрана выше уровня воды в циклоне (схема II). На рис. 6-1,б дан график циркуляции для экранного контура с выносным циклоном и с расположением верхнего коллектора экрана ниже уровня воды в циклоне. В этом случае полезный напор всего контура обычно больше, чем полезный напор звена экранных труб, т. е. $R_{пол}^{конт} > R_{пол}^{экр}$, и кривая $R_{пол}^{конт}$ проходит соответственно выше кривой $R_{пол}^{экр}$, так как движущий напор циркуляции развивается не только в экранных, но и в пароводящих трубах.

С повышением сечения опускающих труб $f_{оп}$ кривая сопротивления этих труб $\Delta p''_{оп}$ располагается значительно ниже кривой $\Delta p'_{оп}$. Происходит, как видно из графика, увеличение количества циркулирующей воды и соответственно скорости циркуляции, что сопровождается также понижением полезного напора контура $R_{пол}^{конт}$ и полезного напора звена экранных труб между нижним и верхним коллекторами $R_{пол2}^{экр}$ вместо $R_{пол1}^{экр}$. Это обстоятельство весьма положительно влияет на повы-

шение устойчивости циркуляции в контуре и вызывает соответствующее уменьшение значений коэффициента запаса по застою и опрокидыванию циркуляции $\alpha_{заст}$ и $\alpha_{опр}$. На рис. 6-2,б представлена диаграмма циркуляции для экранного контура с выносным циклоном и располо-

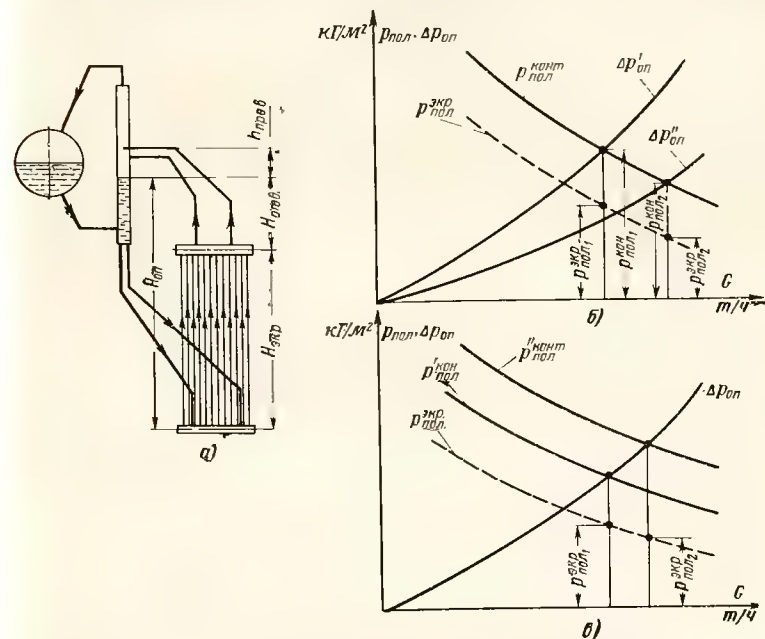


Рис. 6-1. Включение выносного циклона в экранный контур с расположением верхнего коллектора экрана ниже уровня воды в циклоне.

а — схема; б — график циркуляции экранного контура; в — график циркуляции с увеличением сечения пароводящих труб.

жением верхнего коллектора экрана выше уровня воды в циклоне. Известно, что при такой схеме включения полезный напор всего контура ($R_{пол}^{конт}$) всегда получается меньше, чем полезный напор звена экранных труб ($R_{пол}^{экр}$), т. е. имеет место неравенство $R_{пол}^{конт} < R_{пол}^{экр}$.

Такое соотношение полезных напоров объясняется тем, что на участке пароводящих труб такого контура движущий напор циркуляции не развивается и для преодоления сопротивления пароводящих труб расхо-

дуются часть полезного напора, развиваемого в звене экранированных труб ($P_{пол}^{экр}$).

В этом случае, как это видно по графику рис. 6-2,а, увеличение сечения опускающих труб, соответствующее кривой сопротивления $\Delta p''_{оп}$, имеет такое же положительное влияние на повышение надежности и устойчи-

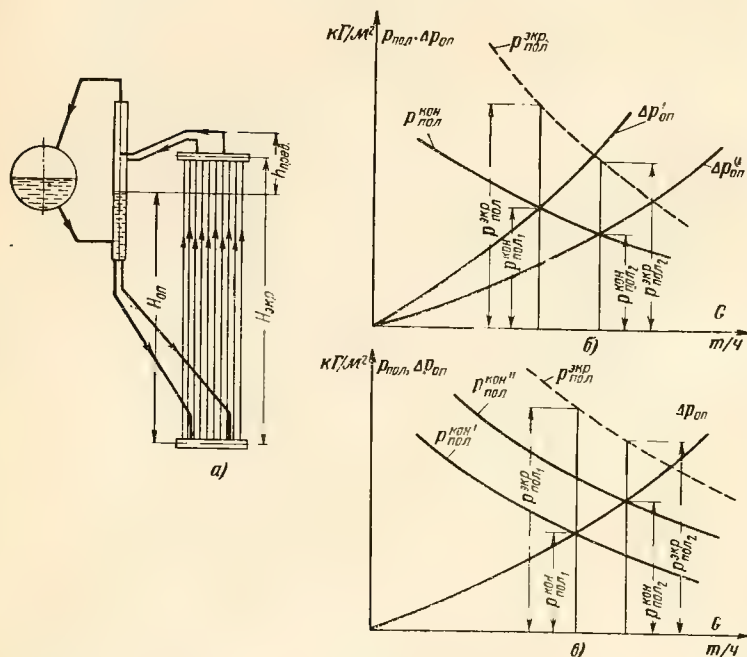


Рис. 6-2. Включение выносного циклона в экраный контур с расположением верхнего коллектора экрана выше уровня воды в циклоне. а — схема; б — график циркуляции экранного контура; в — график циркуляции с увеличением сечения паропроводящих труб.

вости циркуляции в контуре. Следует, однако, иметь в виду, что повышение циркуляционной надежности за счет увеличения сечения опускающих труб в испарительных контурах с выносными циклонами ограничивается конструктивными особенностями этих контуров, так как опускающие трубы обычно размещаются в нижней части и в днище циклона. Необходимо также учитывать, что чрезмерное увеличение сечения опускающих труб приво-

дит, как и в обычных контурах, к значительному понижению скорости воды в опускающих трубах, и надежность работы контура может снизиться из-за опасности закипания воды в опускающих трубах в случаях резких посадок давления в котле. По этой причине скорость воды в опускающих трубах не должна быть ниже 1,5—2,0 м/сек. Из графиков, изображенных на рис. 6-1,а и 6-2,в, видно, что некоторого увеличения скорости циркуляции во всех трубах экрана можно достичь также путем увеличения сечения паропроводящих труб $f_{отв}$, так как это увеличение сопровождается некоторым увеличением полезного напора всего контура $P_{пол}^{конт'}$ (вместо $P_{пол}^{конт}$) и понижением полезного напора звена экранированных труб с $P_{пол1}^{экр}$ до величины $P_{пол2}^{экр}$ как в случае включения циклона по схеме I, так и по схеме II.

По условиям обеспечения необходимой сепарации пара, как уже отмечалось выше, приходится принимать достаточно высокие значения скоростей пароводяной смеси на входе в циклоны, для чего независимо от принятого сечения отводящих труб приходится входные штуцера в циклон принимать сечением не более 5—18% от сечения экранированных труб. Если учитывать, что сопротивление входа в циклон является основным в общем сопротивлении паропроводящих труб, увеличение сечения отводящих труб не дает какого-либо существенного эффекта для повышения циркуляционной надежности контуров с выносными циклонами, особенно при небольшой высоте экранированных труб. Длительная эксплуатация большого количества котлов среднего и низкого давления, снабженных экранными контурами, имеющими достаточно ограниченные сечения опускающих и отводящих труб, показала, что наиболее эффективным способом повышения циркуляционной надежности этих контуров является применение рециркуляционных труб, обеспечивающих высокие значения скорости входа воды в экранные контуры. На рис. 6-3,а, б дана схема экранного контура с рециркуляционными трубами и приведен график циркуляции. В таком экранном контуре характерными являются следующие основные зависимости:

а) общий расход воды, проходящей через экранные трубы,

$$G = G_{рец} + G_{оп}, \quad \text{т/ч},$$

где $G_{\text{реп}}$ — количество воды, проходящей через рециркуляционные трубы;

$G_{\text{оп}}$ — количество воды, проходящей через опускные трубы;

б) полезный напор звена экранных труб (между верхним и нижним коллекторами)

$$P_{\text{пол}}^{\text{экр}} = \Delta p_1 \text{ ец,}$$

где $\Delta p_{\text{рец}}$ — общее суммарное сопротивление рециркуляционных труб;

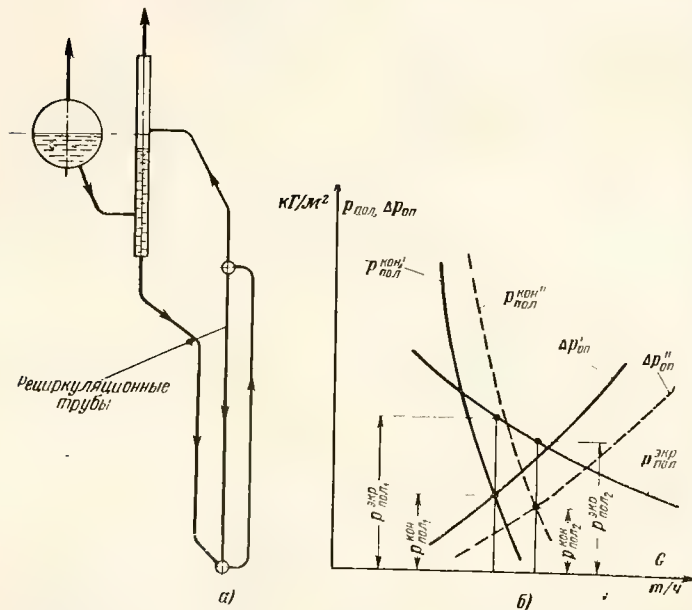


Рис. 6-3. Экранный контур с рециркуляционными трубами.
а — схема экранного контура; б — график циркуляции.

в) полезный напор всего контура должен быть равен общему сопротивлению опускных труб $P_{\text{пол}}^{\text{кон}} = \Delta p_{\text{оп}}$.

Циркуляционная характеристика экрана, имеющего рециркуляционные трубы, строится, как обычно, по общему расходу воды, проходящей через экранные трубы. Однако сопротивление внешнего контура циркуляции, т. е. опускных и отводящих труб, подсчитывается

по расходу воды через внешний контур, который соответственно составляет $G_{\text{оп}} = G - G_{\text{реп}}$ т/ч. Расчетными значениями скоростей циркуляции для такого контура следует задаваться так, чтобы расход воды через экран превышал возможный расход воды по рециркуляционным трубам. В то же время скорости циркуляции не должны быть чрезмерно велики, для того чтобы полезные напоры экрана оставались положительными. Эти два обстоятельства значительно сужают предел рабочих условий для экранов, имеющих рециркуляционные трубы, и заставляют задаваться относительно близкими между собой значениями расчетных скоростей циркуляции. К расчету рециркуляционных труб можно приступить лишь после определения полезных напоров экранных труб. На графике (рис. 6-3, б) кривая $P_{\text{пол}}^{\text{экр}}$ представляет собой полезный напор звена экранных труб, кривая $\Delta p_{\text{оп}}$ — сопротивлений опускных труб и кривая $P_{\text{пол}}^{\text{кон}}$ — полезного напора всего контура, который представляет собой сумму ΣP — движущих напоров экранных труб $P_{\text{экр}}$ и отводящих труб $P_{\text{отв}}$ минус суммарное сопротивление контура, т. е.

$$\Sigma P = P_{\text{экр}} + P_{\text{отв}} - \Sigma \Delta p;$$

$$\Sigma \Delta p = \Delta p_{\text{экр}} + \Delta p_{\text{отв}} + \Delta p_{\text{р}},$$

где $\Delta p_{\text{экр}}$ — сопротивление экранных труб, кг/м²;

$\Delta p_{\text{отв}}$ — сопротивление отводящих труб, кг/м²;

$\Delta p_{\text{р}}$ — сопротивление входа в циклон, кг/м².

Скорость воды в рециркуляционных трубах определяется по формуле

$$w_{\text{ец}} = \sqrt{\frac{2gP_{\text{пол}}^{\text{экр}}}{\Sigma \xi_{\text{р}} \gamma'}} \cdot \text{м/сек}, \quad (6-1)$$

где $P_{\text{пол}}^{\text{экр}}$ — полезный напор звена экранных труб;

γ_1 — удельный вес циркулирующей воды, кг/м³;

$\Sigma \xi_{\text{р}}$ — суммарный коэффициент сопротивления рециркуляционных труб, равный:

$$\Sigma \xi_{\text{р}} = \xi_{\text{тр}} + \xi_{\text{вх}} + \xi_{\text{вых}} + \xi_{\text{ш}},$$

где $\xi_{\text{тр}}$ — коэффициент сопротивления трения рециркуляционных труб;

$\xi_{\text{вх}}$ — коэффициент сопротивления входа;

$\xi_{\text{вых}}$ — коэффициент сопротивления выхода;

$\xi_{\text{ш}}$ — коэффициент сопротивления шайбы.

Таким образом, при заданных размерах и конструктивном оформлении экрана с рециркуляционными трубами количество воды, проходящей через эти трубы, определяется размером установленной шайбы и соответствующим коэффициентом сопротивления ее. Как видно из рис. 6-3, б, повышение скорости воды в экранных трубах и устойчивость циркуляции такого контура без изменения сечения опускных, отводящих и рециркуляционных труб можно достичь путем увеличения диаметра шайб, установленных в рециркуляционных трубах. Такое увеличение диаметра шайбы позволяет значительно снизить коэффициент сопротивления $\Sigma \xi_r$ и тем самым сопротивление рециркуляционных труб $\Delta p_{\text{рец}}$, что при одной и той же кривой полезного напора экрана дает возможность значительно увеличить скорость воды в них. В этом случае кривая сопротивления опускных труб $\Delta p''_{\text{оп}}$ за счет меньшего расхода воды в них располагается значительно ниже кривой $\Delta p'_{\text{оп}}$. При этом увеличении скорости воды в экранных трубах полезный напор звена экранных труб понизится до значения $P_{\text{пол}}^{\text{экр}}$, так как за счет перераспределения количества воды во внешний контур по опускным и отводящим трубам направится меньшее количество циркулирующей воды, и в этом случае полезный напор всего контура также уменьшается. На рис. 6-3, б кривая этого нового полезного напора контура $P_{\text{пол}}^{\text{кон}}$ показана пунктиром. Соответствующая этому полезному напору контура скорость циркуляции, или расход воды, вызывает значительное снижение полезного напора звена экранных $P_{\text{пол2}}^{\text{экр}}$ между нижним и верхним коллекторами, что, как уже отмечалось, положительно влияет на повышение устойчивости циркуляции в экране. Максимальный размер шайбы на рециркуляционных трубах ограничивается величиной допустимой скорости входа воды в рециркуляционные трубы по условиям возникновения кавитаций. При этих расчетах можно принимать, что средний весовой уровень воды в верхних коллекторах располагается не ниже оси коллектора, т. е. при диаметре коллектора 273 мм эта расчетная высота не превышает 100—125 мм. Максимально возможная скорость входа воды в рециркуляционные трубы может определяться из следующего выра-

жения:

$$h = 1,5 \frac{w_m^2}{2g}, \text{ м}, \quad (6-2)$$

где h — высота столба воды над входным сечением рециркуляционных труб, м;

w_m — максимальная скорость входа воды в рециркуляционные трубы, м/сек.

Для обычных размеров верхних коллекторов экранов, имеющих диаметр до 273 мм, максимально возможная скорость входа воды в рециркуляционные трубы, обеспечивающая надежную работу этих труб, не превышает

$$w_m = 1,0 \div 1,25 \text{ м/сек.}$$

Указанные скорости входа в рециркуляционные трубы могут быть совершенно недостаточными для получения необходимых величин скорости входа воды в экранные трубы, подсчитываемые по формуле (6-1). Ради надежности работы рециркуляционных труб нецелесообразно превышать указанные значения максимальных скоростей входа воды. Также нежелательным является значительное увеличение числа рециркуляционных труб. Наиболее простым и целесообразным способом снижения скорости входа воды в рециркуляционные трубы является установка на верхних коллекторах экранов штуцеров увеличенного диаметра, к которым с плавным переходом присоединяются рециркуляционные трубы. Такая схема присоединения рециркуляционных труб позволяет при относительно небольшом количестве этих труб обеспечить поступление в экранные трубы необходимого количества воды без опасности появления кавитации и срыва нормальной работы рециркуляционных труб. Обычное расположение рециркуляционных труб между верхним и нижним коллекторами экранов позволяет выполнять указанные трубы очень простой конфигурации. Такие рециркуляционные трубы с гидравлическим сопротивлением, значительно меньшим, чем экранные трубы, очень легко при известных условиях могут переходить на подъемный режим, особенно при размещении вблизи этих труб в верхнем коллекторе экрана отводящих труб. За счет подсасывающего действия отводящих труб верхних коллекторов через такие рециркуляционные трубы может отсасываться значительное ко-

личество воды, поступающей в нижние коллекторы, оставляя слабообогреваемые трубы экрана, т. е. в первую очередь угловые трубы без воды, что может привести к их перегреву и пережогу. В связи с этим является совершенно недопустимой установка рециркуляционных труб без их шайбования. Значение минимального суммарного коэффициента сопротивления рециркуляционных труб должно выбираться из расчета, чтобы оно не менее чем в 2 раза превышало значение общего суммарного коэффициента сопротивления соответствующих экранных труб. Из этих соображений и необходимо выбирать минимально допустимое значение коэффициента сопротивления шайбы $\xi_{ш}$ в рециркуляционных трубах. Кроме того, нежелательным является размещение рециркуляционных труб в нижнем коллекторе в районе слабообогреваемых угловых труб экрана, а в верхнем коллекторе экрана вблизи отводящих труб.

6.3. КОНСТРУКТИВНОЕ ОФОРМЛЕНИЕ ЦИРКУЛЯЦИОННЫХ СХЕМ ИСПАРИТЕЛЬНЫХ КОНТУРОВ С ЦИКЛОНАМИ

Изложенный выше материал показывает, что установка в циркуляционных контурах котла циклонов связана со значительным увеличением гидравлического сопротивления в тракте отводящих труб. Только в случае установки циклонов в экранных контурах достаточно большой высоты ($H \geq 7-8$ м — для внутрибарабанных и $H \geq 10-12$ м — для выносных циклонов) удастся в котлах невысокого давления обеспечить необходимые по условиям циркуляции сечения опускных и отводящих труб, без ухудшения сепарационных характеристик циклонов, т. е. сохраняя необходимые значения скорости входа пароводяной смеси в циклоны. Для котлов среднего давления в этом случае удастся осуществить циркуляционные контуры с сечением подводящих и отводящих труб в пределах 25—30% от сечения экранных труб. Во всех других случаях обеспечение необходимой надежности циркуляции при надлежащих коэффициентах запаса по застою и опрокидыванию можно достигать лишь при выполнении экранных контуров с рециркуляционными трубами, причем количество потребной воды, подаваемой по этим трубам, может достигать до 40—60% от всей воды, циркулирующей в контуре. Успешный опыт эксплуатации многих десятков котлов

с экранными контурами, включенными на выносные циклоны, а также исследования циркуляции в этих контурах, проведенные ЦКТИ и другими организациями, позволяют в настоящее время для котлов низкого и среднего давления рекомендовать следующие соотношения сечений опускных, пароводящих и рециркуляционных труб в процентах от сечения экранных труб:

опускные трубы	15—18
пароводящие трубы	15—18
рециркуляционные трубы	10—15

В большинстве случаев необходимое по условиям сепарации сечение пароводящих труб при вводе их в циклон при указанных соотношениях опускных, отводящих и рециркуляционных труб составляет 5—10% от сечения экранных труб. Количество отводящих труб от верхнего коллектора экрана должно соответствовать количеству входных штуцеров на циклонах. Переход от отводящих труб к штуцеру должен осуществляться плавным и кончатся до начала штуцера. Как показывают расчеты циркуляции и практика эксплуатации экранных контуров с обычными выносными циклонами, минимальная обогреваемая высота экранного контура с рециркуляционными трубами в котлах среднего давления может достигать $H \geq 3,0 \div 3,5$ м, а в котлах низкого давления $H \geq 2,5 \div 3,0$ м. При высоком давлении значение этой минимальной высоты несколько возрастает. В контурах с выносными циклонами с двойной сепарацией высота экрана может быть значительно ниже. Все рециркуляционные трубы, как уже отмечалось, должны быть зашайбованы. Шайбы устанавливаются в рециркуляционных трубах на сварке и размещаются обычно вблизи выхода рециркуляционных труб в нижние коллекторы экранов. Ориентировочно минимальный коэффициент сопротивления шайбы $\xi_{ш}$ должен приниматься в пределах $\xi_{ш} = 3 \div 10$ с тем, чтобы общее суммарное гидравлическое сопротивление рециркуляционных труб превышало общее гидравлическое сопротивление соответствующих экранных труб, включенных в те же коллекторы, не менее чем в 2 раза. Окончательный выбор диаметра шайбы должен производиться в соответствии с проверочным расчетом циркуляции данного экранного контура. Значение коэффициента сопротивления шайбы $\xi_{ш}$ может находиться по кривой, изобра-

женной на рис. 2-3,б. Коэффициент сопротивления шайбы $\xi_{ш}$ резко возрастает с уменьшением отношения d — диаметра шайбы к внутреннему диаметру трубы D . Числовые значения коэффициентов $\xi_{ш}$ отнесены к скорости в трубе. Для обеспечения максимальной циркуляционной надежности экранных контуров с выносными циклонами конструирование контуров должно производиться с учетом следующих общих соображений:

экранные трубы должны применяться с наружным диаметром не более 83 мм;

диаметр рециркуляционных труб должен выбираться не более 70—60 мм;

штуцера рециркуляционных труб, присоединяемые к верхнему коллектору экрана, должны обязательно проходить через нижнюю образующую и ось коллектора; штуцера следует выполнять из труб с диаметром 108—159 мм; длина штуцера должна быть 250—300 мм с последующим плавным коническим переходом на соответствующий диаметр рециркуляционной трубы;

расположение рециркуляционных труб не должно быть в одной плоскости с экранными, а также против или близко к отводящим трубам;

верхний коллектор экрана при наличии рециркуляционных труб следует выполнять из труб диаметром не меньше 273 мм;

компоновка опускающих труб от циклона до нижнего коллектора экрана должна выполняться без горизонтальных участков;

при включении на циклон боковой панели экрана с угловыми трубами целесообразно выделить угловой пакета труб в самостоятельный контур циркуляции путем секционирования.

6-4. КОНТРОЛЬ И РЕГУЛИРОВАНИЕ ПОЛОЖЕНИЯ УРОВНЯ ВОДЫ В ВЫНОСНЫХ ЦИКЛОНАХ

Одной из основных причин нарушения нормальной эксплуатации испарительных контуров с выносными циклонами является значительное отклонение расхождения уровня воды в циклоне и барабане от намеченных расчетом. В связи с этим вопрос о контроле за соответствием действительного расхождения уровня воды проектному имеет огромное практическое значение, а поэтому пуск и наладка любого котла, снабженного

экраным контуром с выносными циклонами, должны обязательно сопровождаться необходимой проверкой и контролем за понижением или повышением уровня воды в циклоне при различных нагрузках котла, в том числе и максимальной. Посадка уровня воды в циклоне относительно оси барабана при работе котла с различными нагрузками зависит, как известно, от выбора размера соединительных трубопроводов по пару и воде между циклоном, сборным коллектором и барабаном. Для каждого испарительного контура, включенного на выносной циклон, все коэффициенты запаса по застою и опрокидыванию обеспечиваются при определенном, принятом в проекте, положении уровня воды в циклоне. Значительное опускание уровня воды ниже расчетного может приводить к нарушению надежности работы и вызывать неустойчивость циркуляции в отдельных слабообогреваемых трубах этого контура. Обычно при проектировании контуров с выносными циклонами принимают, что посадки уровня в обычных циклонах при максимальной паровой нагрузке котла не превышают 200—300 мм от нормального уровня воды в барабане. Следует иметь в виду, что в циклонах с двойной сепарацией уровень воды во внутреннем циклоне может на 600—1 000 мм опускаться ниже оси барабана, и при этом уровень воды в наружном циклоне на 200—300 мм держится выше оси барабана. Значительные отклонения в опускании уровня воды в циклоне от проектного могут приводить, как уже отмечалось выше, с одной стороны, к нарушению устойчивой циркуляции воды в отдельных экранных трубах, а с другой стороны, к появлению кавитации в опускающих трубах и соответственно к недостаточному поступлению воды к отдельным экраным трубам, что может вызывать перегрев и аварии с этими трубами. Значительное превышение уровня воды в циклоне над расчетным, как известно, приводит к резкому ухудшению качества пара, выдаваемого циклоном. Выбор сечений соединительных труб по пару и воде от циклонов и барабана, а также определение расхождения уровня должны производиться в зависимости от принятой схемы включения циклона и барабана по методике, приведенной выше в гл. 5. Приведенные в указанной главе формулы для определения расчетного расхождения уровня воды в циклонах и барабане в зависимости от степени точности учета всех сопротивлений и расходов по соеди-

нительным трубопроводам дают результаты, близкие к действительным наблюдаемым расхождениям при пуске и наладке работы котла. Однако все эти формулы действительны лишь при условии, что как в барабане, так и в циклонах находится однородная среда, т. е. котловая вода с одинаковым удельным весом γ_v . В случае, если в барабан подводится пароводяная смесь под уровень воды, т. е. пар барботируется через воду, удельный вес пароводяной смеси $\gamma_{см}$ в водяном объеме барабана значительно уменьшается по сравнению с удельным весом котловой воды, и поэтому действительное расхождение уровня воды в циклоне будет значительно больше расчетного. Определение действительного положения уровня в этом случае должно производиться по формуле (5-13), приведенной в гл. 5. Контроль за положением уровня воды в циклонах значительно отличается от контроля за уровнем в барабане в связи с тем, что допустимые пределы колебания уровня воды в циклонах значительно превышают допустимые пределы колебаний уровня в барабане. Если учитывать возможность даже в нормальных условиях таких значительных колебаний уровня воды в циклонах, а также необходимость контроля за уровнем в циклоне лишь в пусковой и наладочный периоды работы котла, то установка на циклонах обычных постоянно действующих водоуказательных приборов нецелесообразна. Следует также отметить, что характер измерения уровней в циклонах связан с типом и конструкцией последних. Так, например, в циклонах с двумя уровнями (конструкция ЦЭМ) водоуказательные приборы показывают положение нижнего горизонтального уровня воды в циклоне. В циклонах с одним вращающимся уровнем (типа ОРГРЭС) водоуказательный прибор показывает средний условный весовой уровень, в то время как действительный вращающийся уровень приближается по форме к параболическому. При наладке котлов, снабженных выносными циклонами с двойной сепарацией, необходимо производить измерения положения как внутреннего, так и наружного уровня в циклоне. После наладки и установления определенного необходимого по расчету расхождения уровня все приборы для наблюдения и контроля за уровнем в циклонах могут быть отключены и сняты. При эксплуатации котла постоянных наблюдений за положением уровня воды в циклоне обычно производить не тре-

буется. Однако при всяких переделках котла и при закрытии части экранов поясами или кирпичом необходимо производить вновь отладку положения уровней в циклонах. В связи с этим для периодического контроля уровня воды в циклонах при пуске и наладке наиболее целесообразно применение переносных дифференциальных манометров, позволяющих измерять колебания уровня воды в большом диапазоне (до 1 500—2 000 мм). В качестве жидкости для заливки дифманометра могут быть применены ртуть или бромфтор. Для присоединения дифманометров к циклону в последнем должна предусматриваться сварка соответствующих штуцеров в верхней части парового объема и в нижней части водяного объема. Дифманометры могут присоединяться к указанным штуцерам непосредственно через уравнительные сосуды, или к этим штуцерам приваривается внешняя водоупорная стальная труба (рис. 6-4), к которой уже присоединяются дифманометры. Колебания уровня в циклоне вызывают изменения перепадов в дифманометре Δh . Положение уровня в циклоне относительно оси барабана для каждого перепада давления в дифманометре может быть подсчитано по следующей формуле:

$$h = \frac{A(\gamma_v^{tn} - \gamma_v^t) + a(\gamma_{пар} - \gamma_v^{tu}) + \Delta h(\gamma_v - \gamma_v^t)}{\gamma_v^{tn} - \gamma_{пар}}, \text{ мм. (6-3)}$$

В указанной формуле, как это видно из рис. 6-4:

A — расстояние, мм, между уровнем в верхнем конденсационном сосуде и нижним присоединительным штуцером;

γ_v^{tn} — удельный вес воды при температуре насыщения, кг/м³;

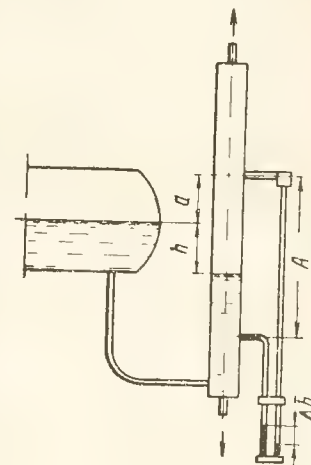


Рис. 6-4. Схема присоединения дифманометров к выносному циклону.

γ'_w — удельный вес воды в присоединительных трубах при $t=30^\circ\text{C}$, кг/м^3 ;

a — расстояние между осью барабана и уровнем конденсата в верхнем сосуде, мм ;

γ_h — удельный вес жидкости, залитой в дифманометр, кг/м^3 (для ртути $\gamma_h=13\,600\text{ кг/м}^3$; для бромфора — $2\,903\text{ кг/м}^3$);

Δh — видимый перепад в дифманометре, мм ;

$\gamma_{\text{пар}}$ — удельный вес пара в циклоне, кг/м^3 .

При проведении пуско-наладочных работ на котле совершенно естественно могут выявляться некоторые отклонения действительного положения уровня воды от расчетного. Эти отклонения происходят от неправильной оценки паропроизводительности контура, включенного на циклоны, неточной оценки гидравлических сопротивлений в трубопроводах от циклона, барабана, сепарационных устройств внутри барабана и т. п. Поэтому очень часто при пуске и наладке котлов возникает необходимость корректировать расхождение уровней путем установки дополнительных сопротивлений на различных участках соединительных паропроводов (между циклонами и сборным коллектором или между последним и барабаном). Дросселирование отдельных участков наиболее просто достигается путем установки шайб соответствующего диаметра. Для удобства смены шайб при подборе необходимого сечения целесообразна установка заранее по проекту на соответствующем трубопроводе двух фланцев с проставкой, взамен которой легко может быть установлена шайба необходимого сечения. Предварительно диаметр указанной шайбы определяется расчетом исходя из выявившейся величины расхождения уровня, которую следует скорректировать; в дальнейшем размер шайбы уточняется экспериментально при наладке работы котла. Следует иметь в виду, что всякий пуск котла после проведения каких-либо ремонтных работ, связанных с изменениями тех или иных поверхностей нагрева экранов или переделками внутрибарабанных сепарационных устройств, соединительных трубопроводов к выносным циклонам, должен обязательно сопровождаться необходимым контролем за положением уровня воды в циклонах при различных нагрузках котла.

6-5. МЕРОПРИЯТИЯ ПО ОБЕСПЕЧЕНИЮ НАДЕЖНОЙ ЭКСПЛУАТАЦИИ ЦИРКУЛЯЦИОННЫХ КОНТУРОВ С ВЫНОСНЫМИ ЦИКЛОНАМИ

Особенности схемы включения экранных контуров с выносными циклонами в общую циркуляционную схему котла создают ряд особых условий и требований, от выполнения которых зависит надежная эксплуатация этих контуров. Даже при условии обеспечения требуемых положений уровня воды в циклонах при различных нагрузках котла нарушение нормальной эксплуатации этих контуров может вызываться следующими причинами:

а) большими посадками уровня воды в циклонах при проведении непрерывной или периодических продувок нижних коллекторов контура;

б) непосредственным обогревом экранных труб контура газовым или мазутным факелом в растопочный период.

Посадка уровня в циклоне при этом происходит весьма быстро, так как количество воды, поступающей в контур из барабана котла по одной или двум трубам небольшого диаметра, значительно меньше количества воды, проходящей через полностью открытые продувочные вентили. В связи с этим шламовые периодические продувки нижних точек экранных контуров с выносными циклонами должны производиться с принятием соответствующих мер, исключающих возможность быстрых и глубоких посадок уровня воды в циклоне и тем самым обеспечивающих надежность работы этих экранных контуров. Для исключения возможности посадки уровня воды в циклоне при непрерывной продувке водозаборную трубу для непрерывной продувки располагают в циклоне горизонтально на высоте, обеспечивающей нормальную работу циркуляционного контура. При опускании уровня воды в циклоне до оси этой трубы непрерывная продувка самовыключается и дальнейшее опускание уровня воды исключается. Периодические шламовые продувки из нижних коллекторов экрана должны быть строго ограничены по времени. Диаметры продувочных линий у нижних коллекторов экранов рекомендуется принимать не более 25 мм , и, кроме того, на каждом продувочном штуцере необходимо между продувочными вентилями устанавливать ограничитель-

ную шайбу с отверстием диаметром, равным 8—10 мм. Практика эксплуатации котлов с выносными циклонами показывает, что проведение указанных ограничительных мероприятий по продувке позволяет полностью избежать каких-либо циркуляционных неполадок, связанных с непрерывной или периодической продувкой. Как показала практика пуска и наладки котлов, имеющих экранные контуры с выносными циклонами, непосредственный обогрев экранных труб этих контуров факелом при растопочных режимах может вызывать перегрев и в дальнейшем пережог этих экранных труб. Дело в том, что по условиям сепарации и получения сухого пара все экранные контуры включаются в выносные циклоны не в водяной объем, а в паровой, в связи с чем пароотводящие трубы не полностью залиты водой, что в растопочный период создает для этого контура значительное дополнительное сопротивление пароотводящих труб. Поэтому в этих контурах возникновение естественной циркуляции значительно запаздывает по сравнению с остальными циркуляционными контурами котла. В связи с этим при растопке котла и прогреве топки, особенно газомазутными горелками, необходимо полностью исключать возможность местного обогрева этих экранных труб за счет непосредственного касания их факелом. Такой местный обогрев очень часто может иметь место в узких топочных камерах с шириной топки $\leq 3,0$ м, где расширяющийся газомазутный факел может непосредственно обогревать ряд труб экранов, расположенных на боковых стенках топки. В неглубоких топках может иметь место обогрев факелом труб заднего экрана. Местный обогрев экранных труб за счет факела при условии отсутствия циркуляции в этом контуре может приводить к образованию местного парового пузыря, который вызывает перегрев труб, что в дальнейшем при повторении приводит к появлению раздутия, свищей и разрывов экранных труб. По этим причинам растопка и прогрев топочной камеры котлов, имеющих экранные контуры с выносными циклонами, должны производиться крайне осторожно. При проектировании этих топочных камер растопочные газомазутные горелки должны располагаться таким образом, чтобы трубы экранных контуров с выносными циклонами не попадали в зону непосредственного обогрева и касания факела этих горелок.

6-6. ПРИМЕР РАСЧЕТА ЦИРКУЛЯЦИИ ЭКРАННОГО КОНТУРА, ВКЛЮЧЕННОГО НА ВЫНОСНЫЕ ЦИКЛОНЫ, И ПРОВЕРКА НАДЕЖНОСТИ ЦИРКУЛЯЦИИ ПРИ РАЗЛИЧНОМ ШАЙБОВАНИИ РЕЦИРКУЛЯЦИОННЫХ ТРУБ

Целью настоящего расчета является выявление надежности циркуляции в экранном контуре котла (рис. 6-5) при наименьшей высоте стояния уровня воды в циклонах. Расчет выполняется по «Нормам расчета циркуляции воды в паровых котлах», ЦКТИ, книга 15, Машгиз, 1950 [Л. 13]. Ниже приводятся основные термодинамические и конструктивные данные контура.

Основные термодинамические данные

Давление пара в барабане котла $p=35$ ат.

Температура насыщения $t_{\text{н}}=241,4$ °С.

Удельный вес воды $\gamma'=812$ кг/м³.

Удельный вес пара $\gamma''=17,2$ кг/м³.

Разность удельных весов пара и воды

$$\gamma' - \gamma'' = 812 - 17,2 = 795 \text{ кг/м}^3.$$

Теплота парообразования (испарения)

$$r = 420 \text{ ккал/кг.}$$

Изменение теплоты жидкости при изменении давления на 1 ат:

$$\frac{\Delta i'}{\Delta p} = 1,3 \text{ ккал} \cdot \text{с} \cdot \text{м}^2 / \text{кг};$$

$$\frac{\Delta i'}{\Delta p} \gamma' \cdot 10^{-4} = 0,15 \text{ ккал/кг} \cdot \text{м.}$$

Конструктивная характеристика контура

а) Экранные трубы

Наружный диаметр $d_{\text{нар}}=83$ мм; внутренний диаметр $d_{\text{вн}}=76$ мм. Число экранных труб контура (обе стороны топки) $n=2 \times 20=40$.

$$F_{\text{эк}} = \frac{\pi \cdot 0,076^2}{4} \cdot 40 = 0,1812 \text{ м}^2.$$

Длина экранных труб: до обогрева $l_{\text{до}}=0,95$ м; обогреваемой части $l_{\text{об}}=8,95$ м; после обогрева $l_{\text{по}}=0,95$ м; суммарная длина $l=l_{\text{до}}+l_{\text{об}}+l_{\text{по}}=0,95+8,95+0,95=10,85$ м.

Высота экранных труб: до обогрева $H_{\text{до}}=0,075$ м; обогреваемой части $H_{\text{об}}=8,95$ м; после обогрева $H_{\text{по}}=0,075$ м; суммарная высота $H=H_{\text{до}}+H_{\text{об}}+H_{\text{по}}=0,075+8,95+0,075=9,1$ м.

б) Опускные трубы

Наружный диаметр $d_{\text{н}}=108$ мм; внутренний диаметр $d_{\text{вн}}=100$ мм. Число опускных труб контура (на обе стороны топки) $n=2 \times 2=4$.

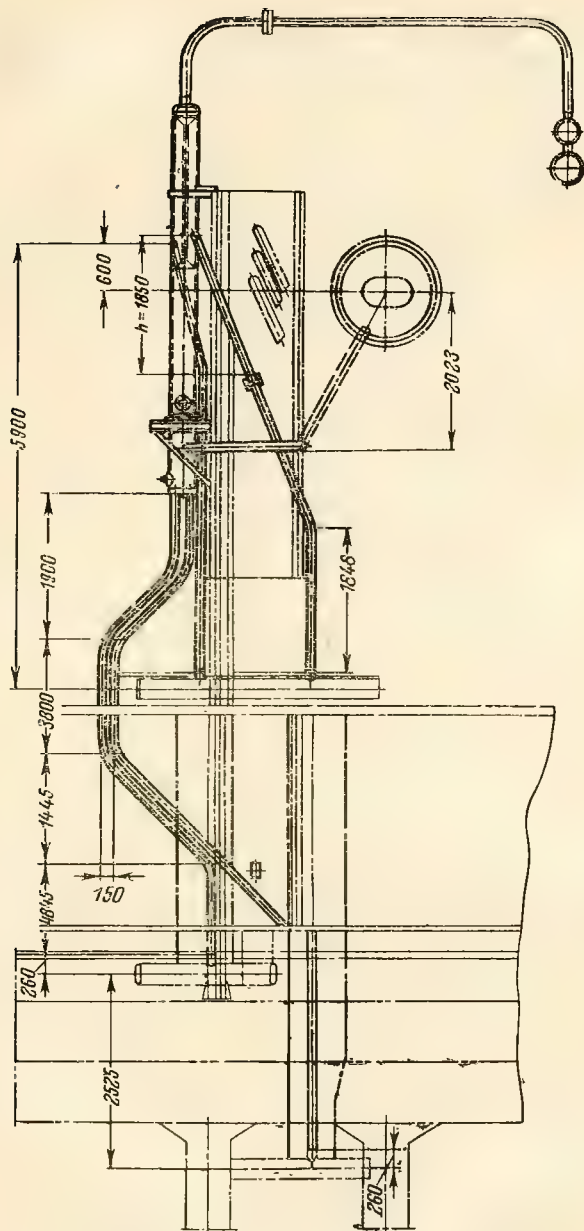


Рис. 6-5. Экранный контур котла с выносными циклонами и рециркуляционными трубами.

Площадь поперечного сечения опускающих труб всего контура (обе стороны топки)

$$F_{оп} = \frac{\pi \cdot 0,1^2}{4} \cdot 4 = 0,0314 \text{ м}^2.$$

Длина опускающих труб $l_{оп} = 12,5 \text{ м}$. Высота опускающих труб $H_{оп} = 11,7 \text{ м}$.

в) Рециркуляционные трубы

Наружный диаметр $d_n = 83 \text{ мм}$; внутренний диаметр $d_{вн} = 76 \text{ мм}$. Число рециркуляционных труб контура (на обе стороны топки) $n = 2 \times 4 = 8$. Площадь поперечного сечения рециркуляционных труб всего контура (обе стороны топки)

$$F_{рец} = \frac{\pi \cdot 0,076^2}{4} \cdot 8 = 0,0362 \text{ м}^2.$$

Длина рециркуляционных труб $l_{рец} = 8,9 \text{ м}$.

г) Отводящие трубы

Наружный диаметр $d_n = 108 \text{ мм}$; внутренний диаметр $d_{вн} = 100 \text{ мм}$. Число отводящих труб (на обе стороны топки) $n_{отв} = 2 \times 2 = 4$.

Площадь поперечного сечения отводящих труб всего контура (обе стороны топки) $F_{отв} = \frac{\pi \cdot 0,1^2}{4} \cdot 4 = 0,0314 \text{ м}^2$.

Длина отводящих труб $l_{отв} = 6,6 \text{ м}$. Высота отводящих труб $H_{отв} = 5,9 \text{ м}$. Расчетный угол наклона отводящих труб (средний) $\alpha_{отв} = 20^\circ$.

д) Циклоны

Число циклонов на котлоагрегат 2
Наружный диаметр циклона D_n 377 мм
Внутренний диаметр циклона D_v 349 мм
Число сопл в каждом циклоне 2
Число сопл в двух циклонах $n_c = 2 \times 2 = 4$
Внутренний диаметр сопла при выходе $d_c = 62 \text{ мм}$
Суммарное выходное поперечное сечение всех четырех сопл

$$F_c = \frac{\pi \cdot 0,062^2}{4} \cdot 4 = 0,0121 \text{ м}^2.$$

Сопротивление опускающих труб

(предварительный подсчет для определения высоты экономайзерного участка экранных труб)

Приведенный коэффициент трения (при внутреннем диаметре

$$d_{вн} = 100 \text{ мм}) \lambda_0 = \frac{\lambda}{d} = 0,19 \text{ (табл. 2 на стр. 22 [Л. 13])}.$$

Коэффициент сопротивления входа из циклона в трубу при торцевом отводе (табл. 3 на стр. 24 [Л. 13])

$$\xi_{вх} = 1 - \left(\frac{F_{отв}}{F_{ц}} \right)^2 = 1 - \left(\frac{0,0314}{2 \frac{\pi \cdot 0,349^2}{4}} \right)^2 = 0,97.$$

Число поворотов в опускных трубах $n_{пов}=4$. Коэффициент сопротивления одного поворота (табл. 5 на стр. 25 [Л. 13])

$$\xi_{пов}=0,1.$$

Коэффициент сопротивления выхода из труб (рис. 5 на стр. 26 [Л. 13])

$$\xi_{вых}=1,9.$$

Скорость воды в опускных трубах (по предварительным подсчетам)

$$\omega_{оп}=1,51 \text{ м/сек.}$$

Сопротивление опускных труб

$$\Delta p_{оп} = (\xi_{вх} + \xi_{пов} n_{пов} + \lambda_0 l_{оп} + \xi_{вых}) \frac{\omega_{оп}^2}{2g} \gamma' =$$

$$= (0,97 + 0,1 \cdot 4 + 0,19 \cdot 12,5 + 1,9) \cdot \frac{1,51^2 \cdot 812}{2 \cdot 9,81} = 530 \text{ кг/м}^2.$$

Сопротивление рециркуляционных труб

Сопротивление рециркуляционных труб складывается из сопротивления трения, входа, выхода и шайбы.

Наружный диаметр рециркуляционных труб $d_n=83 \text{ мм}$. Внутренний диаметр рециркуляционных труб $d_{вн}=76 \text{ мм}$. Диаметр шайбы принимается в двух вариантах: I вариант — $d_{ш}=53 \text{ мм}$ и II вариант — $d_{ш}=46 \text{ мм}$. Длина рециркуляционных труб $l_{рец}=8,9 \text{ м}$. Коэффициент сопротивления трения рециркуляционных труб $\xi_{тр}=\lambda_0 l_{рец}=0,28 \cdot 8,9=2,5$. Коэффициент сопротивления входа $\xi_{вх}=1,4$. Коэффициент сопротивления выхода $\xi_{вых}=1,9$. Коэффициент сопротивления шайбы $\xi_{ш}=4$ при $d_{ш}=53 \text{ мм}$; $\xi_{ш}=10$ при $d_{ш}=46 \text{ мм}$. Суммарный коэффициент сопротивления рециркуляционных труб при $d_{ш}=53 \text{ мм}$

$$\Sigma \xi = \xi_{тр} + \xi_{вх} + \xi_{вых} + \xi_{ш} = 2,5 + 1,4 + 1,9 + 4 = 9,8.$$

Скорость воды в рециркуляционных трубах

$$\omega_{рец} = \sqrt{\frac{2g P_{пол}^{экр}}{\gamma' \Sigma \xi}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 9,81}{812 \cdot 9,81} P_{пол}^{экр}} = 0,0495 \sqrt{P_{пол}^{экр}}$$

Суммарный коэффициент сопротивления рециркуляционных труб при $d_{ш}=46 \text{ мм}$

$$\Sigma \xi = 2,5 + 1,4 + 1,9 + 10 = 15,8.$$

Скорость воды в рециркуляционных трубах

$$\omega_{рец} = \sqrt{\frac{2 \cdot 9,81}{812 \cdot 15,8} P_{пол}^{экр}} = 0,039 \sqrt{P_{пол}^{экр}}$$

Результаты расчета циркуляции

Истинный режим циркуляции. Из графика (рис. 6-6) видно, что координаты точки пересечения кривых полезного напора всего контура $P_{пол}^{конт}$ и сопротивления опускных труб $\Delta p'_{оп}$ дают значения часового расхода воды через экраны $G=285 \text{ т/ч}$ и полезного напора контура $P_{пол}^{конт}=250 \text{ кг/м}^2$. Полезный напор, развиваемый экранными трубами, выражается ординатой точки кривой $P_{пол}^{экр}$, отвечающей найденному расходу циркулирующей воды $G=285 \text{ т/ч}$, т. е. $P_{пол}^{экр}=1300 \text{ кг/м}^2$.

Скорость циркуляции в экране

$$\omega_0 = \frac{G}{3,6 F_{экран}} = \frac{285}{3,6 \cdot 0,1812 \cdot 812} = 0,537 \text{ м/сек.}$$

$$\text{Кратность циркуляции в экране } K = \frac{G}{G'} = \frac{285}{8,12} = 35,1.$$

Проверка невозможности застоя циркуляции [Л. 13]. Средняя приведенная скорость пара в экранной трубе $\omega'_{оср}=0,361 \text{ м/сек}$ (из приведенного ниже расчета). Коэффициент неравномерности обогрева $K_0=0,7$ (табл. 9 [Л. 13]). Средняя приведенная скорость (см. стр. 186) пара в наименее обогреваемой трубе (формула 31 [Л. 13]) $\omega_{мин} = K_0 \omega'_{оср} = 0,7 \cdot 0,361 = 0,252 \text{ м/сек}$;

$P_{заст}=250 \text{ кг/м}^2$ (помогатка IV [Л. 13]).

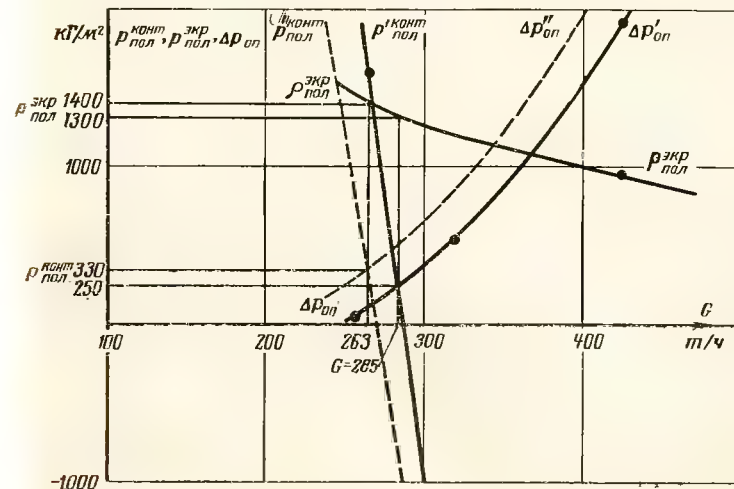


Рис. 6-6. График циркуляции экранного контура с рециркуляционными трубами.

Расчет полезных напоров и сопротивлений в контуре

Наименование определяемых величин	Обозначение	Расчетная формула или способ определения	Числовые значения		
Скорость входа воды в экранные трубы, $м/сек$	w_0	Задаемся	0,5	0,6	0,8
Вспомогательная величина $\frac{w_0^2}{d_{вн}}, м/сек^2$	—	$\frac{w_0^2}{d_{вн}}$	3,29	4,73	8,4
Скоростной напор во входном сечении, $кг/м^2$	—	$\frac{w_0^2 \gamma'}{2g}$	10,36	14,9	26,5
Часовой расход воды, $т/ч$	G	$3,6 F_{экp}^2 w_0 \gamma'$	265	318	424
Тепловосприятие контура, $ккал/ч$	Q	Из теплового расчета котлоагрегата	3 410 000	3 410 000	3 410 000
Часовой расход пара, $т/ч$	G''	$\frac{Q}{10^3 \eta}$	8,12	8,12	8,12
Приведенная скорость пара в конце экрана, $м/сек$	w''_0	$\frac{G''}{3,6 F_{экp} \gamma''}$	0,722	0,722	0,722
Средняя приведенная скорость пара в экранных трубах, $м/сек$	w''_{0cp}	$\frac{G''}{3,6 \cdot 2 F_{экp} \gamma''}$	0,361	0,361	0,361
Отношение конечной приведенной скорости пара к скорости входа воды в экранные трубы	—	$\frac{w''_0}{w_0}$	1,45	1,203	0,902

Продолжение

Наименование определяемых величин	Обозначение	Расчетная формула или способ определения	Числовые значения		
Отношение средней приведенной скорости пара к скорости входа в экранные трубы	—	$\frac{w''_{0cp}}{w_0}$	0,725	0,602	0,451
Высота экономайзерной части трубы, $м$	$H_{эк}$	$H_{до} + \frac{\frac{\Delta i'}{\Delta p} \gamma' \cdot 10^{-4} \left(H_{он} - H_{до} - \frac{\Delta p_{он}}{\gamma'} \right)}{\frac{Q}{H_{обG} \cdot 10^{-4}} + \frac{\Delta i'}{\Delta p} \gamma' \cdot 10^{-4}}$	1,115	1,295	1,643
Высота паросодержащей части трубы, $м$	$H_{пар}$	$H - H_{эк}$	7,985	7,805	7,457
Доля сечения, занятая паром в обогреваемой паросодержащей части трубы при $p = 32 ат$	φ_0	По номограмме I [Л. 13]	0,235	0,22	0,2
Поправочный коэффициент на давление	K_p	По номограмме II (для отношения $\frac{w''_{0cp}}{w_0}$ [Л. 13])	1,009	1,007	1,005
Поправочный коэффициент на угол наклона	K_a	По номограмме III [Л. 13] (для отношения $\frac{w''_{0cp}}{w_0}$)	1	1	1

Наименование определяемых величин	Обозначение	Расчетная формула или способ определения	Числовые значения		
Движущий напор экранных труб, $\kappa\Gamma/\text{м}^2$	$P_{\text{экр}}$	$\varphi_0 K_p K_a (\gamma' - \gamma'') H_{\text{пар}}$	1 523	1 375	1 190
Длина экономайзерной части трубы, м	$l_{\text{эк}}$	$l_{\text{до}} + H_{\text{эк}}$	2,065	2,245	2,593
Длина паросодержащей части трубы, м	$l_{\text{пар}}$	$l - l_{\text{эк}}$	8,785	8,605	8,257
Сопротивление экономайзерной части экранной трубы, $\kappa\Gamma/\text{м}^2$	$\Delta p_{\text{эк}}$	$\Sigma \xi \frac{w_0^2 \gamma'}{2g}$ $\Sigma \xi = \xi_{\text{вх}} + \xi_{\text{пов}} + \lambda \frac{l_{\text{эк}}}{d_{\text{вн}}}$ $\xi_{\text{вх}} = 1; \xi_{\text{пов}} = 0,2;$ $\frac{\lambda}{d_{\text{вн}}} = \frac{\lambda}{0,076} = 0,28;$ отсюда $\Sigma \xi = 1 + 0,2 + 0,28 l_{\text{эк}} = 1,2 + 0,28 l_{\text{эк}}$	19,5	27,3	51

Наименование определяемых величин	Обозначение	Расчетная формула или способ определения	Числовые значения		
Сопротивление паросодержащей части экранной трубы, $\kappa\Gamma/\text{м}^2$	$\Delta p_{\text{пар}}$	$\Sigma \xi \frac{w_0^2 \gamma'}{2g} \left[1 - \frac{w''_{\text{ср}}}{w_0} \left(1 - \frac{\gamma''}{\gamma'} \right) \right]$ $\Sigma \xi = \lambda \frac{l_{\text{пар}}}{d_{\text{вн}}} + \xi_{\text{пов}};$ $\frac{\lambda}{d_{\text{вн}}} = \frac{\lambda}{0,076} = 0,28;$ $\xi_{\text{пов}} = 0,2; \Sigma \xi = 0,28 l_{\text{пар}} + 0,2$	47,7	62,1	96,2
Потеря на выходе из экранной трубы в коллектор, $\kappa\Gamma/\text{м}^2$	$\Delta p_{\text{вых}}$	$\xi_{\text{вых}} \frac{w_0^2 \gamma'}{2g} \left[1 + \frac{w''_0}{w} \left(1 - \frac{\gamma''}{\gamma'} \right) \right];$ $\xi_{\text{вых}} = 1,9$	47,5	64,6	95,2
Суммарное сопротивление экранных труб, $\kappa\Gamma/\text{м}^2$	$\Delta p_{\text{экр}}$	$\Delta p_{\text{экр}} + \Delta p_{\text{пар}} + \Delta p_{\text{вых}}$	114,7	154,0	242,0

Определение полезных напоров и сопротивлений в экранном контуре при установке в рециркуляционных трубах шайбы $d_{ш}=53$ мм (вариант 1-й)

Наименование определяемых величин	Обозначения	Расчетная формула или способ определения	Числовые значения		
Скорость входа воды в экранные трубы, м/сек	w_0	Задаемся	0,5	0,6	0,8
Полезный напор экранных труб, кг/м ²	$P_{пол}^{экр}$	$P_{зкр} - \Delta P_{зкр}$	1408	1 221	948
Скорость воды в рециркуляционных трубах (подсчет по формуле смотри выше), м/сек	$w_{реп}$	$\sqrt{\frac{2gP_{пол}^{экр}}{\Sigma \xi \gamma'}} = 0,0495 \sqrt{P_{пол}^{экр}}$	1,86	1,67	1,525
Часовой расход воды через рециркуляционные трубы, т/ч	$G_{реп}$	$3,6 F_{реп} w_{реп} \gamma'$	194	177	166
Часовой расход воды через опускаемые трубы, т/ч	$G_{оп}$	$G - G_{реп}$	71	141	263
Часовой расход пароводяной эмульсии через отводящие трубы, т/ч	$G'_{отв}$	$G - G_{реп}$	71	141	263
Скорость циркуляции в отводящих трубах, м/сек	$w_{отв}$	$\frac{G_{отв}}{3,6 F_{отв} \gamma'}$	0,772	1,537	2,86
Вспомогательная величина $\frac{w_{отв}^2}{d_{вн}}$, м/сек ²		$\frac{w_{отв}^2}{d_{вн}}$	5,96	23,6	81,8
Скоростной напор в отводящих трубах, кг/м ²		$\frac{w_{отв}^2 \gamma'}{2g}$	24,7	97,7	338,5

Продолжение

Наименование определяемых величин	Обозначения	Расчетная формула или способ определения	Числовые значения		
Приведенная скорость пара в отводящих трубах, м/сек	$w'_{отв}$	$\frac{G'}{3,6 F_{отв} \gamma'}$	4,17	4,17	4,17
Отношение приведенной скорости пара в отводящих трубах к скорости циркуляции в них	—	$\frac{w'_{отв}}{w_{отв}}$	5,4	2,72	1,46
Высота паросодержащей части отводящих труб, м	$H_{пар}^{отв}$	Рис. 6-5	5,9	5,9	5,9
Доля сечения, занятая паром в трубах при $p=32$ ат	φ_0	По номограмме I [Л. 13]	0,686	0,595	0,525
Поправочный коэффициент на давление	K_p	По номограмме II [Л. 13]	1,001	1,0005	1
Поправочный коэффициент на угол наклона	K_α	По номограмме III [Л. 13]	0,958	0,96	0,965
Движущий напор в отводящих трубах, кг/м ²	$P_{отв}$	$\varphi_0 K_p K_\alpha H_{отв} (\gamma'' - \gamma')$	3 090	2 680	2 380
Расчетная длина отводящих труб, м	$l_{отв}$	По конструктивному обмеру	6,6	6,6	6,6
Сопротивление отводящих труб (без выхода), кг/м ²	$\Delta p_{отв}$	$\Sigma \xi \frac{w_{отв}^2 \gamma'}{2g} \left[1 + \frac{w'_{отв}}{w_{отв}} \left(1 - \frac{\gamma''}{\gamma'} \right) \right]$ $\Sigma \xi = \xi_{вх} + \lambda_0 l_{отв} + \xi_{нов}; \lambda_0 = 0,19$ (при $d_{вн} = 0,1$); $\lambda_0 l_{отв} = 0,19 \cdot 6,6 = 1,253$ $\xi_{вх} = 1,4; \xi_{нов} = 0,2; \Sigma \xi = 1,4 + 1,253 + 0,2 = 2,853$	444	1 020	2 350

Наименование определяемых величин	Обозначения	Расчетная формула или способ определения	Числовые значения		
Скорость циркуляции при выходе из сопл в циклон, $м/сек$	w_0	$\frac{G_{отв}}{3,6F_c\gamma'}$	2	3,98	7,42
Приведенная скорость пара при выходе из сопл в циклон, $м/сек$	w''_0	$\frac{G''}{3,6F_c\gamma''}$	10,8	10,8	10,8
Отношение скорости пара при выходе из сопл к скорости циркуляции в том же месте		$\frac{w''_0}{w_0}$	5,4	2,72	1,46
Коэффициент сопротивления выхода из сопла при торцевом отводе	ξ_c	Из табл. 4 [Л. 13]	1,9	1,9	1,9
Сопротивление при выходе из сопл в циклон, $кг/м^2$	Δp_c	$\xi_c \frac{w_{oc}^2}{2g} \gamma' \left[1 + \frac{w''_{oc}}{w_{oc}} \left(1 - \frac{\gamma''}{\gamma'} \right) \right]$	1 980	4 560	10 500
Доля сечения, занимаемая паром в отводящей трубе	φ	$\varphi_0 K_p K_a$	0,658	0,572	0,507
Высота от высшей точки отводящей трубы до наинизшего уровня воды в циклоне, $м$	h	Рис. 6-5	1,85	1,85	1,85
Потеря напора на подъем смеси выше уровня воды в циклоне, $кг/м^2$	Δp	$(\gamma' - \gamma'')(1 - \varphi)h$	503	630	725

Наименование определяемых величин	Обозначения	Расчетная формула или способ определения	Числовые значения		
Суммарный движущий напор контура, $кг/м^2$	ΣP	$P_{звп} + P_{отв}$	4 613	4 055	3 570
Суммарное сопротивление экранных, отводящих труб и сопл, $кг/м^2$	$\Sigma \Delta p$	$\Delta p_{звп} + \Delta p_{отв} + \Delta p_c + \Delta p_h$	3 042	6 364	13 817
Полезный напор контура, $кг/м^2$	$P_{конт пол}$	$\Sigma P - \Sigma \Delta p$	+1 571	-2 309	-10 247
Скорость воды в выпускных трубах, $м/сек$	$w_{оп}$	$\frac{G}{3,6F_{оп}\gamma'}$	0,772	1,537	2,86
Суммарный коэффициент сопротивления опускных труб	$\Sigma \xi_{оп}$	$\Sigma \xi_{оп} \xi_{вх} + \xi_{пов} n_{пов} + \lambda_0 l_{оп} + \xi_{вых} = 0,97 + 0,14 + 0,19 \cdot 12,5 + 1,9 = 5,64$	5,64	5,64	5,64
Сопротивление опускных труб, $кг/м^2$	$\Delta p_{оп}$	$\frac{\Sigma \xi_{оп} w_{оп}^2 \gamma'}{2g}$	139,5	551	1 921

Конечная приведенная скорость пара в наименее обогреваемой трубе

$$\omega_{\text{мин}}^{\text{кон}} = \omega''_0 K_q = 0,722 \cdot 0,7 = 0,505 \text{ м/сек.}$$

Удельный полезный напор при застое, определяемый по конечной приведенной скорости пара в наименее обогреваемой трубе,

$$P_{\text{заст}}^{\text{к}} = 375 \text{ кг/м}^2 \text{ (номограмма IV [Л. 13])}.$$

Высота от уровня воды до верхней точки трубы (максимально возможное значение)

$$h = 1,85 \text{ м.}$$

Потеря напора на подъем смеси над уровнем воды в сепараторе (формула (35) [Л. 13])

$$\Delta p_h = h (\gamma' - \gamma'' - P_{\text{заст}}^{\text{к}}) = 1,85 (812 - 17,2 - 375) = 777 \text{ кг/м}^2.$$

Полезная высота трубы

$$H_{\text{пол}} = H - H_{\text{до}} = 9,1 - 0,075 = 9,025 \text{ м.}$$

Коэффициент запаса по застою (формула (34) [Л. 13])

$$a = \frac{P_{\text{экp}}^{\text{пол}}}{H_{\text{пол}} P_{\text{заст}} - \Delta p_h} = \frac{1300}{9,025 \cdot 250 - 777} = 0,879,$$

т. е. меньше максимально предельной величины — 0,9. Это указывает на невозможность застоя циркуляции в контуре.

Количество воды в рециркуляционных и опускных трубах. Скорость воды в рециркуляционных трубах

$$\omega_{\text{рец}} = 0,0495 \sqrt{P_{\text{пол}}^{\text{экp}}} = 0,0495 \sqrt{1300} = 1,79 \text{ м/сек.}$$

Часовой расход воды через рециркуляционные трубы

$$G_{\text{рец}} = 3,6 \cdot 0,0362 \cdot 1,79 \cdot 812 = 190 \text{ т/ч.}$$

Часовой расход воды через опускные трубы

$$G_{\text{оп}} = 285 - 190 = 95 \text{ т/ч.}$$

Скорость воды в опускных трубах

$$\omega_{\text{оп}} = \frac{95}{3,6 \cdot 0,0314 \cdot 812} = 1,033 \text{ м/сек.}$$

Отношение часового расхода воды через рециркуляционные трубы к часовому расходу воды через экранные трубы

$$\frac{G_{\text{рец}}}{G} = \frac{190}{285} = 0,665.$$

Проверка отсутствия кавитации в опускных трубах.

Наименьшая допустимая по условиям отсутствия кавитации высота уровня воды в циклоне над опускными трубами

$$h_{\text{кав}} = 1,5 \frac{\omega_{\text{оп}}^2}{2g} = 1,5 \frac{1,033^2}{2 \cdot 9,81} = 0,0815 \text{ м} = 81,5 \text{ мм,}$$

что почти в 15 раз меньше возможного наименьшего уровня воды в циклоне — 1200 мм. Таким образом, возможность появления кавитации в опускных трубах абсолютно исключается.

Проверка отсутствия кавитации в рециркуляционных трубах. Диаметр внутреннего входного отверстия в штуцере рециркуляционных труб

$$d_{\text{рец}}^{\text{шт}} = 0,1 \text{ м.}$$

Скорость входа воды в штуцер рециркуляционных труб

$$\omega_{\text{рец}}^{\text{шт}} = \frac{190}{3,6 \cdot 812 \cdot 8 \frac{\pi \cdot 0,1^2}{4}} = \frac{190}{3,6 \cdot 812 \cdot 0,0628} = 1,031 \text{ м/сек.}$$

Наименьшая допустимая по условиям отсутствия кавитации высота уровня воды в верхнем коллекторе экрана над входным отверстием в штуцере рециркуляционных труб

$$h_{\text{кав}}^{\text{рец}} = 1,5 \frac{(\omega_{\text{рец}}^{\text{шт}})^2}{2g} = 1,5 \frac{1,031^2}{2 \cdot 9,81} = 0,081 \text{ м} = 81 \text{ мм,}$$

что меньше $\frac{117,5}{81} = 1,45$ раза внутреннего радиуса коллектора.

Это указывает на невозможность кавитации в рециркуляционных трубах.

Проверка сопротивления опускных труб при истинном режиме циркуляции

$$\Delta p_{\text{оп}} = \frac{5,64 \cdot 1,033^2 \cdot 812}{2 \cdot 9,81} = 250 \text{ кг/м}^2,$$

что точно соответствует величине, полученной из графика. Это указывает на точность расчета.

Выводы. Расчет циркуляции данного экранного контура с шайбами $d = 53 \text{ мм}$, установленными в рециркуляционных трубах, подтверждает полную надежность работы этого контура.

Ниже приводится проверка надежности работы этого же контура со всеми теми же конструктивными характеристиками, но с уменьшением размера шайб, установленных в рециркуляционных трубах, до $d_{\text{ш}} = 46 \text{ мм}$ (вариант 2-й).

Результаты расчета циркуляции

На графике (рис. 6-6) пунктирными линиями нанесены кривые сопротивления опускных труб $\Delta p_{\text{оп}}^{\text{конт}}$ и полезного напора контура $P_{\text{пол}}^{\text{конт}}$ в случае установки в рециркуляционных трубах шайб $d_{\text{ш}} = 46 \text{ мм}$.

Истинный режим циркуляции

$$G = 263 \text{ т/ч;}$$

$$P_{\text{пол}}^{\text{конт}} = 330 \text{ кг/м}^2;$$

$$P_{\text{пол}}^{\text{экp}} = 1400 \text{ кг/м}^2;$$

$$\omega_0 = \frac{263}{3,6 \cdot 0,1812 \cdot 812} = 0,495 \text{ м/сек}$$

$$K = \frac{263}{8,12} = 32,5.$$

Расчет полезных напоров и сопротивлений контуров с переделкой шайб на $d_{ш}=46$ мм
(вариант 2-й)

Наименование определяемых величин	Обозначения	Расчетная формула или способ определения	Числовые значения		
Скорость входа воды в экранные трубы, м/сек	w_0	Задаем	0,5	0,6	0,8
Полезный напор экранных труб, кг/м ²	$P_{экр пол}$	$P_{зир} - \Delta P_{зир}$	1 408	1 221	948
Скорость воды в рециркуляционных трубах, м/сек	$w_{рец}$	$0,039 \sqrt{P_{пол}^{экр}}$	1,466	1,366	1,2
Часовой расход воды через рециркуляционные трубы, кг/сек	$G_{рец}$	$3,6 F_{рец} w_{рец} \gamma'$	155,6	145,0	127,2
Часовой расход воды через опускные трубы, кг/сек	$G_{оп}$	$G - G_{рец}$	109,4	173	296,8
Часовой расход пароводяной эмульсии через отводящие трубы, кг/сек	$G_{отв}$	$G - G_{рец}$	109,4	173	296,8
Скорость циркуляции в отводящих трубах, м/сек	$w_{отв}$	$\frac{G_{отв}}{3,6 F_{отв} \gamma'}$	1,19	1,88	3,22
Вспомогательная величина, м'/сек ²	—	$\frac{w_{отв}^2}{d_{вн}}$	14,2	35,4	103,7
Скоростной напор в отводящих трубах, кг/м ²	—	$\frac{w_{отв}^2 \gamma'}{2g}$	58,7	146,7	430
Приведенная скорость пара в отводящих трубах, м/сек	$w''_{отв}$	$\frac{G''}{3,6 F_{отв} \gamma''}$	4,17	4,17	4,17

Продолжение

Отношение приведенной скорости пара в отводящих трубах к скорости циркуляции в них	—	$\frac{w''_{отв}}{w_{отв}}$	3,5	2,22	1,293
Высота паросодержащей части отводящих труб, м	$H_{пар}^{отв}$	Рис. 6-5	5,9	5,9	5,9
Доля сечения, занятая паром в трубах при $p=32$ ат	φ_0	По номограмме I [Л. 13]	0,646	0,565	0,515
Поправочный коэффициент на давление	K_p	По номограмме II [Л. 13]	1	1	1
Поправочный коэффициент на угол наклона	K_α	По номограмме III [Л. 13]	0,958	0,96	0,965
Движущий напор в отводящих трубах, кг/м ²	$P_{отв}$	$\varphi_0 K_p K_\alpha H_{пар}^{отв} (\gamma' - \gamma'')$	2 910	2 545	2 330
Расчетная длина отводящих труб, м	$l_{отв}$	По конструктивному обмеру	6,6	6,6	6,6
Сопротивление отводящих труб (без выхода), кг/м ²	$P_{отв}$	$\Sigma \xi \frac{w_{отв}^2 \gamma'}{2g} \left[1 + \frac{w''_{отв}}{w_{отв}} \left(1 - \frac{\gamma''}{\gamma'} \right) \right]$, где $\Sigma \xi = 2,853$	742	1 332	2 780
Скорость циркуляции при выходе из сопл в сепаратор, м/мм	$w_{ос}$	$\frac{G_{отв}}{3,6 F_c \gamma'}$	3,09	4,89	8,37
Приведенная скорость пара при выходе из сопл в сепаратор, м'/сек	$w''_{ос}$	$\frac{G''}{3,6 F_c \gamma''}$	10,8	10,8	10,8
Отношение скорости пара при выходе из сопл к скорости циркуляции в том же месте	—	$\frac{w''_{ос}}{w_{ос}}$	3,5	2,22	1,293

Наименование определяемых величин	Обозначения	Расчетная формула или способ определения	Числовые значения		
Коэффициент сопротивления выхода из сопла при торцевом отводе	ξ_c	Из табл. 4 [Л. 13]	1,9	1,9	1,9
Сопротивление при выходе из сопла в циклон, $\kappa\Gamma/\text{м}^2$	Δp_c	$\xi_c \frac{\omega_{0c}^2 \gamma'}{2g} \left[1 + \frac{\omega'_{0c}}{\omega_0} \left(1 - \frac{\gamma''}{\gamma'} \right) \right]$	3 335	5 990	12 530
Доля сечения, занимаемая в трубе паром	φ	$\varphi_0 K_p K_a$	0,62	0,542	0,497
Высота от высшей точки трубы до наинизшего уровня воды в циклоне, м	h	Рис. 6-5	1,85	1,85	1,85
Потеря напора на подъем смеси выше уровня воды в циклоне, $\kappa\Gamma/\text{м}^2$	Δp	$(\gamma' - \gamma'')(1 - \varphi) h$	560	673	740
Суммарный движущий напор контура, $\kappa\Gamma/\text{м}^2$	ΣP	$P_{\text{эир}} + P_{\text{отв}}$	4 433	3 920	3 520
Суммарное сопротивление экранных, отводящих труб и сопл, $\kappa\Gamma/\text{м}^2$	$\Sigma \Delta p$	$\Delta p_{\text{эир}} + \Delta p_{\text{отв}} + \Delta p_c + \Delta p_h$	4 751,7	8 149,0	16 292,2
Полезный напор контура, $\kappa\Gamma/\text{м}^2$	$P_{\text{пол}}^{\text{конт}}$	$\Sigma p - \Sigma \Delta p$	318,7	—4 229	—12 772
Скорость воды в опускных трубах, $\text{м}/\text{сек}$	$\omega_{\text{оп}}$	$\frac{G_{\text{оп}}}{3,6 F_{\text{оп}} \gamma'}$	1,19	1,88	3,22
Суммарный коэффициент сопротивления опускных труб	$\Sigma \xi_{\text{оп}}$		5,64	5,64	5,64
Сопротивление опускных труб, $\kappa\Gamma/\text{м}^2$	$\Delta p_{\text{оп}}$	$\frac{\Sigma \xi_{\text{оп}} \omega_{\text{оп}}^2 \gamma'}{2g}$	331	827	2 430

Проверка невозможности застоя.

Коэффициент запаса по застою

$$\alpha_{\text{заст}} = \frac{1400}{9,025 \cdot 250 - 777} = 0,936,$$

т. е. больше максимально предельной величины, равной 0,9. Это указывает на возможность застоя.

Количество воды в рециркуляционных и опускных трубах. Скорость воды в рециркуляционных трубах

$$w_{\text{рец}} = 0,039 \sqrt{P_{\text{пол}}^{\text{скр}}} = 0,039 \sqrt{1400} = 1,46 \text{ м/сек.}$$

Часовой расход воды через рециркуляционные трубы

$$G_{\text{рец}} = 3,6 \cdot 0,0362 \cdot 1,46 \cdot 812 = 154,5 \text{ т/ч.}$$

Часовой расход воды через опускные трубы

$$G_{\text{оп}} = 263 - 154,5 = 108,5 \text{ т/ч.}$$

Скорость воды в опускных трубах

$$w_{\text{оп}} = \frac{108,5}{3,6 \cdot 0,0314 \cdot 812} = 1,18 \text{ м/сек.}$$

Отношение часового расхода воды через рециркуляционные трубы к часовому расходу воды через экранные трубы

$$\frac{G_{\text{рец}}}{G} = \frac{154,5}{263} = 0,587.$$

Проверка отсутствия кавитации в опускных трубах

$$h_{\text{кав}} = 1,5 \frac{w_{\text{оп}}^2}{2g} = 1,5 \frac{1,18^2}{2 \cdot 9,81} = 0,106 \text{ м} = 106 \text{ мм},$$

что примерно в 11 раз меньше возможного наименьшего уровня воды в циклоне равного 1200 мм.

Проверка отсутствия кавитации в рециркуляционных трубах

$$w_{\text{рец}} = \frac{154,5}{3,6 \cdot 812 \cdot 8 \frac{\pi \cdot 0,1^2}{4}} = 0,825 \text{ м/сек};$$

$$h_{\text{кав}}^{\text{рец}} = 1,5 \frac{0,825^2}{2 \cdot 9,81} = 0,052 \text{ м} = 52 \text{ мм},$$

что в $\frac{117,5}{52} = 2,22$ раза меньше внутреннего радиуса коллектора.

ВЫВОДЫ

Приведенные расчеты данного экранного контура с уменьшением размера шайб в рециркуляционных трубах до $d_{\text{ш}} = 46$ мм показывают, что при этих условиях возникает опасность появления застоя в наиболее слабообогреваемых экранных трубах контура. В связи с этим следует установить шайбы $d_{\text{ш}} = 53$ мм (вариант 1-й), обеспечивающие полное отсутствие застоя в трубах экрана.

ПРИМЕРЫ И ОПЫТ МОДЕРНИЗАЦИИ ИСПАРИТЕЛЬНЫХ КОНТУРОВ ПАРОВЫХ КОТЛОВ

7-1. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

В котлах с давлением пара ниже 70 ат пар, полученный в выносных циклонах, может направляться непосредственно в магистраль или в коллектор пароперегревателя параллельно пару, выдаваемому барабаном котла. Такая схема включения выносных циклонов по пару открыла громадные возможности по модернизации установленных котлов низкого и среднего давления. Имеющиеся успехи по интенсификации сжигания газа, мазута и твердого топлива позволяют значительно увеличить тепловую мощность топочных камер существующих котлов. Таким образом, наличие в настоящее время эффективно работающих выносных циклонных сепараторов обеспечивает независимо от размеров существующего барабана возможность увеличения паропроизводительности котлов в 2 раза и более, с полным использованием тепловой мощности реконструируемой топочной камеры. При наличии выносных циклонов солесодержание продувочной котловой воды в котлах низкого и среднего давления без ухудшения качества пара может быть доведено до очень высоких значений (15—20 тыс. мг/кг). Однако при больших мощностях циркуляционных контуров, включенных на выносные циклоны, возникает очень значительная кратность солесодержания котловой воды между отсеками. Кроме того, в экранных контурах второй или третьей ступеней испарения, в трубах, работающих с наибольшей тепловой нагрузкой, при малых величинах продувки могут возникать недопустимо высокие концентрации фосфатов и железа, что может привести к появлению железифосфатных или железомедистых накипей на поверхностях экранных труб. По всем этим причинам мощность экранов, включенных последовательно по ходу питательной воды, обычно не превышает 25—30% от общей паропроизводительности котла. Когда мощность топочных экранов, включенных на выносные циклоны, превышает значения 25—30% от общей паропроизводительности котла, ввод питательной воды в котел целесообразно осуществлять как в барабан котла, так и непосредственно в выносные циклоны. При

этом обычное соединение циклона с барабаном с помощью водоперепускной трубы сохраняется. Установка вентилей на подводе из магистрали питательной воды в циклоны при больших мощностях поверхностей нагрева, включенных на выносные циклоны (50—70%), позволяет регулировать в любых пределах величину продувки барабана и при соответствующей величине непрерывной продувки поддерживать необходимые концентрации солей, железа и фосфатов в котловой воде отсеков котла. Проектно-конструкторская контора треста Центроэнергомонтаж совместно с ЦКТИ предложила новую конструкцию выносного циклона с двойной сепарацией пара. В указанном циклоне пароводяная смесь с относительно небольшими входными скоростями ($u/w_0 = 3 \div 5$) тангенциально подводится во внутренний циклон, что позволяет значительно уменьшить гидравлическое сопротивление циркуляционного контура экрана, включенного на циклон. Это имеет важное практическое значение для невысоких экранных контуров котлов низкого давления. Промышленные испытания циклонов двойной сепарации показали, что для котлов низкого и среднего давления допустимая нагрузка этих циклонов при выдаче практически сухого пара может быть повышена более чем в 2 раза по сравнению с циклонами обычной сепарации. В котлах низкого давления (типа Шухова—Берлина, ДКВ и ДКВР) без пароперегревателя при модернизации с повышением паропроизводительности должны быть увеличены хвостовые конвективные поверхности (водяные экономайзеры и воздухоподогреватели).

В котлах среднего давления с пароперегревателями возникает необходимость также увеличения размеров перегревателя как по поверхности нагрева, так и по сечению для прохода пара. Имеющийся опыт такой модернизации без подъема котлов показывает, что удельная стоимость модернизации уменьшается с увеличением максимально возможной нагрузки котла после модернизации и при условии максимального использования существующих хвостовых поверхностей нагрева и тяго-дутьевого оборудования. При переводе котлов низкого давления (типа Шухова—Берлина, ДКВ или ДКВР) с твердого топлива на газ и мазут с максимальным увеличением паропроизводительности стоимость дополнительной тонны пара, получаемой с модернизиро-

ванного котла, составляет 1 600—2 500 руб/т¹, в то время как установка нового котельного оборудования (котла типа ДКВР) требует значительно больших капитальных затрат, так как, кроме затрат на приобретение нового оборудования, возникают большие капитальные затраты на сооружение строительных конструкций и здания. При модернизации котлов среднего давления с перегревом пара с максимальным повышением их производительности при переводе их на сжигание газа и мазута и при максимальном использовании существующего оборудования стоимость дополнительной тонны пара составляет от 2 500 до 3 000 руб/т пара¹. Успешное широкое проведение модернизации установленных котлов позволит значительно сократить расходы на обеспечение растущего теплоснабжения расширяемых промпредприятий. Надо отметить, что очень часто расширение существующих промышленных предприятий ограничивается имеющимися площадями, и модернизация существующего оборудования, в том числе и котельного, является единственным путем повышения производительности всего промышленного предприятия в целом.

В существующих промышленных котельных низкого давления наиболее распространенными в настоящее время являются горизонтально-водотрубные котлы типа Шухова—Берлина и вертикально-водотрубные котлы типа ДКВ и ДКВР. В связи с этим ниже приводятся примеры модернизации испарительных контуров котлов Шухова—Берлина, ДКВ или ДКВР как представляющие наибольший практический интерес.

7-2. МОДЕРНИЗАЦИЯ ИСПАРИТЕЛЬНЫХ КОНТУРОВ ПАРОВЫХ КОТЛОВ ШУХОВА—БЕРЛИНА

Модернизация котла Шухова—Берлина А-7 для случая слоевого сжигания топлива. В одной из котельных до реконструкции котлы Шухова—Берлина А-7 были оборудованы ручными колосниковыми решетками для сжигания каменного угля. Среднеэксплуатационная часовая производительность котла не превышала 5 т/ч при к. п. д. порядка 63%. После замены ручной колосниковой решетки топкой ПМЗ с пневмомеханическим забрасывателем активная площадь колосниковой решетки

увеличилась до 9,2 м², причем задняя стена топки была отнесена назад и котел из четырехходового превращен в двухходовой с увеличением объема топочной камеры до 39,4 м³ (рис. 7-1). Котел снабжен задним экраном, образованным отогнутыми трубами котельных пучков в количестве 26 шт. За задней стеной топки в специальном, не омываемом газами коридоре смонтирована нижняя камера этого экрана. Питание заднего экрана осуществляется четырьмя трубами (по две с каждой стороны) диаметром 108×4 мм непосредственно от барабана. В задних камерах котельных пучков в соответствующих трубных гнездах поставлены заглушки. Пароводяная смесь из заднего экрана через передние камеры совместно со всей пароводяной смесью котельного пучка поступает по существующим отводящим трубам в барабан котла. Боковые экраны, выполненные из 15 труб диаметром 102×4 мм, включены на выносные циклоны, установленные по одному на каждой боковой стене вблизи барабана котла. Каждый экран выполнен из двух панелей, составленных из 8 и 7 труб. Циклоны выполнены из труб диаметром 426×13 мм. Питательная вода из нижней точки барабана подводится к каждому циклону одной трубой диаметром 76 мм. Из нижней части циклона котловая вода подводится к каждой нижней камере экрана одной трубой диаметром 108×4 мм. Кроме того, на каждой панели экрана установлены по две рециркуляционные трубы диаметром 83×3,5 мм. Вблизи нижнего коллектора рециркуляционные трубы снабжены шайбами диаметром 42 мм. Пароводяная смесь от каждого верхнего коллектора экрана направляется в циклон по трубе диаметром 108×4 мм. Пар из циклонов по трубам диаметром 102×4 мм направляется в смешивающий коллектор, выполненный из трубы диаметром 426×16 мм. Коллектор расположен над барабаном. В этот же коллектор по центрально расположенному штуцеру из барабана поступает пар. Из коллектора весь пар по одной трубе направляется во входной коллектор пароперегревателя. Пароперегреватель $H_{пе} = 38 \text{ м}^2$ установлен между первым и вторым газоходами котла. Средняя паропроизводительность котла после реконструкции при работе на воркутинском угле составляет 16 т/ч при напряжении решетки $Q/R = 1,5 \times 10^6 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч}$ и видимом напряжении топочного объема $Q/V = 300 \cdot 10^3 \text{ ккал/м}^3 \cdot \text{ч}$. При этой нагрузке темпе-

¹ В цепях, действовавших до 1 июля 1967 г.

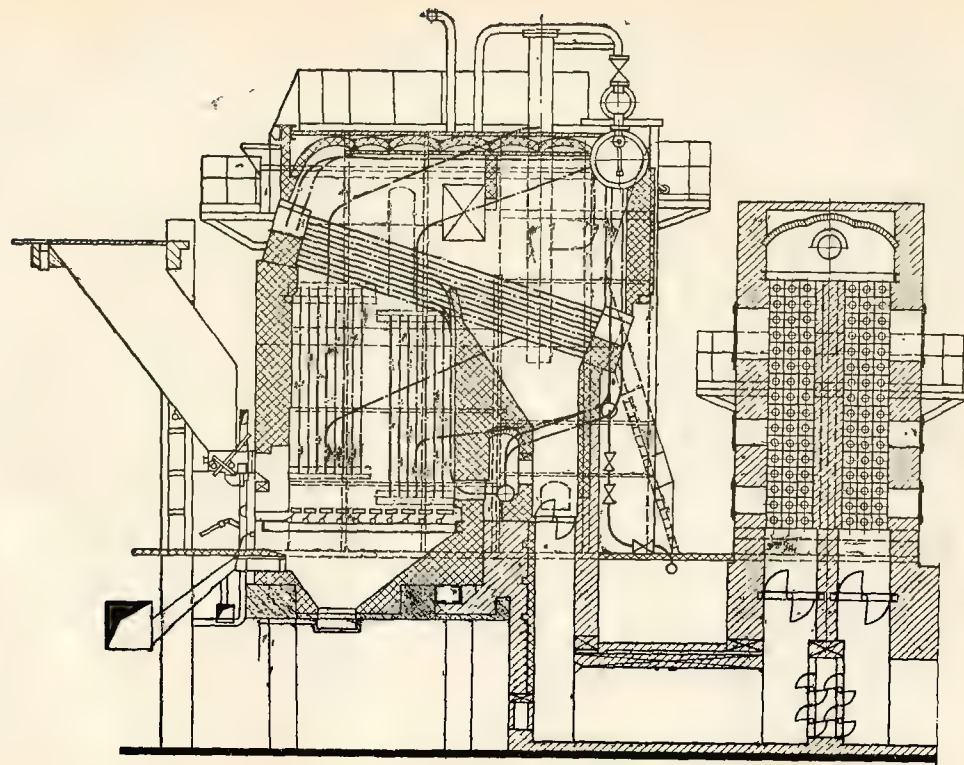


Рис. 7-1. Модернизация
котла Шухова — Берли-
на А-7 с решеткой ПМЗ.

ратура уходящих газов непосредственно за котлом составляет около 400°C . При работе с водяным чугунным экономайзером коэффициент полезного действия котла достигает значений $75,2\text{—}75,7\%$. На котле проводились подробные испытания и исследования, которые показали, что котел эксплуатационно очень надежен и прост. Расхождение уровня воды в циклоне и барабане при различных режимах работы колеблется в пределах $150\text{—}250\text{ мм}$. Кроме того, для определения условий устойчивой циркуляции в экранных контурах были сняты скоростные характеристики рециркуляционных и водоподводящих труб. Как показали данные исследований, скорость воды, подаваемой в экран, составляет в среднем $0,8\text{ м/сек}$ с колебаниями $0,6\text{—}1,0\text{ м/сек}$. Скорость в рециркуляционных трубах составляет $1,0\text{—}1,4\text{ м/сек}$. Таким образом, циркуляцию воды в этих экранах, несмотря на их небольшую высоту (около $3,5\text{ м}$), на основании этих замеров можно считать вполне устойчивой при всех испытанных режимах. Суммарная паропроизводительность обоих боковых экранов, как показали измерения, колеблется в пределах от 40 до 48% от общей производительности котла. Работа этих котлов с 1952 г. показала, что осуществленный испарительный контур с выносными циклонами работает вполне устойчиво во всех эксплуатационных режимах и не боится резких колебаний нагрузки и давления. При переводе котлов Шухова — Берлина на сжигание природного газа и мазута и повышении производительности котла типа А-7 до $20\text{—}25\text{ т/ч}$ может быть предложена опробованная на многих котлах схема модернизации (рис. 7-2) испарительных контуров котла. На выносные циклоны включены все топочные экраны, т. е. два боковых, фронтальной и задней экраны. Под топки занимает фронтальный экран, нижний коллектор которого размещается за задней стенкой топки. В котельном пучке сохранены четыре газохода. В настоящее время при модернизации этих котлов могут применяться вместо обычных выносные циклоны с двухступенчатой сепарацией пара. В этом случае с каждой стороны котла необходимо установить только по одному циклону из труб диаметром $426\times 12\text{ мм}$. На рис. 7-3 изображен пример реконструкции котла Шухова — Берлина А-7 при переводе котла на сжигание газа и мазута с повышением паропроизводительности котла до $30\text{—}35\text{ т/ч}$. В отличие от обычных конструктивных решений здесь под топочной

камеры опущен на нулевую отметку золотого подвала, что позволило увеличить объем топочной камеры до 100 м³. Экранные радиационные поверхности увеличены до 65 м² путем размещения экранов на всех стенах

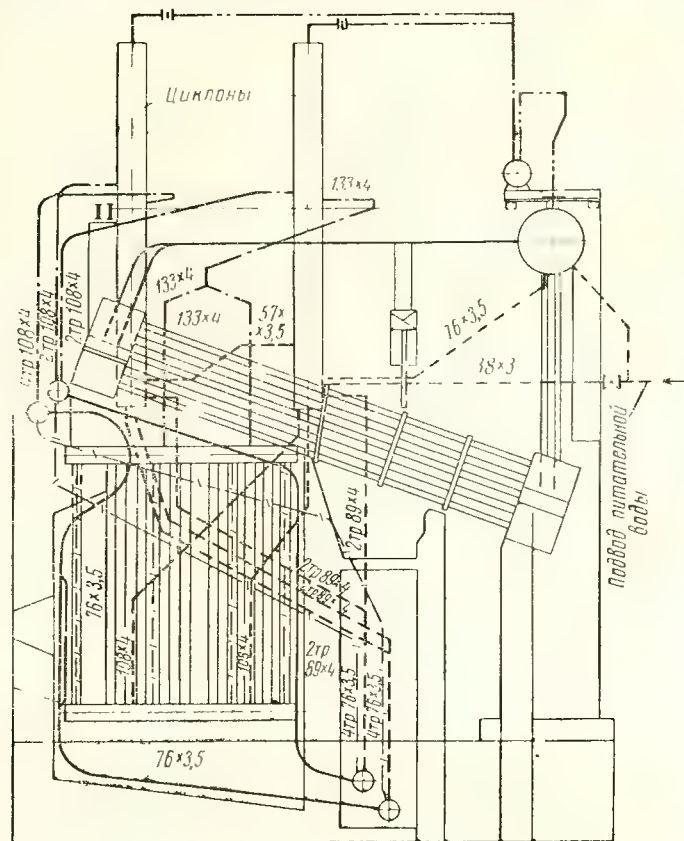


Рис. 7-2. Модернизация испарительных контуров котла Шухова — Берлина А-7 при переводе на сжигание газа и мазута.

топки. Боковые экраны выполнены в виде шатра, т. е. трубы правого экрана заведены в левый верхний коллектор, и наоборот. На все экранные контуры установлены четыре выносных циклона из труб диаметром 426×12 мм и четыре колонки грубой сепарации из труб того же диаметра. Пар от циклонов направляется помимо актив-

ного парового объема барабана, пароотводящие трубы присоединены к надпотолочному пространству барабана. Пароперегреватель $H_{\text{пе}} = 65 \text{ м}^2$ установлен между первым и вторым газоходами котла. В опусном газоходе за котлом установлен трубчатый змеевиковый экономайзер

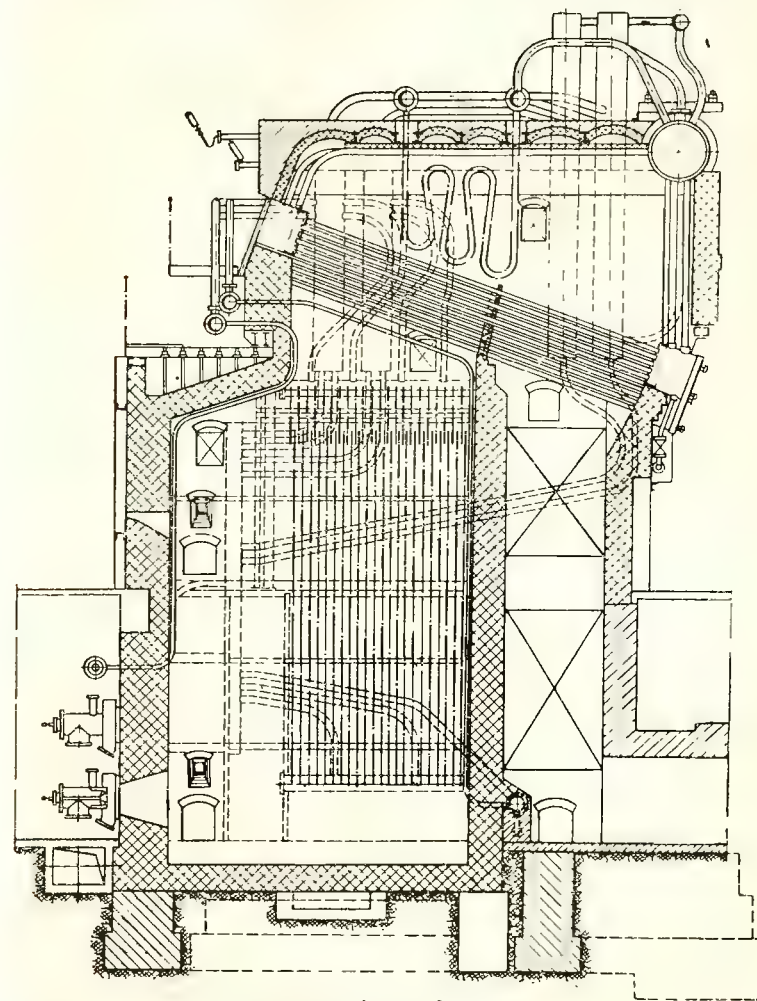


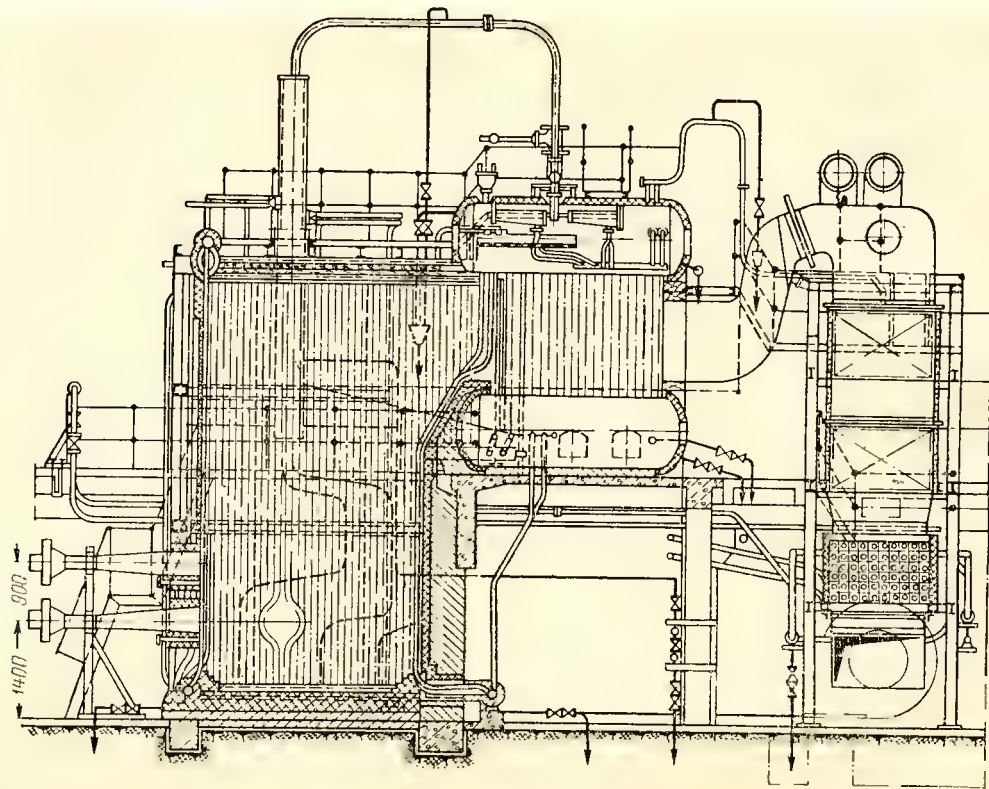
Рис. 7-3. Модернизация котла Шухова — Берлина А-7 при переводе на сжигание газа и мазута с повышением паропроизводительности котла до 30—35 т/ч.

кипящего типа с поверхностью нагрева 260 м^2 . Кроме того, в котельной на несколько модернизированных котлов устанавливается групповой чугунный водяной экономайзер. Испытания показали, что котлы работают достаточно экономично и к. п. д. находится в пределах 85—91%. Следует отметить, что примененная в данном случае циркуляционная схема экранов имеет чрезмерно развитые сечения опускных, рециркуляционных и паротводящих труб (до 60% от сечения экранных труб) с установкой дополнительных колонок грубой сепарации, что привело к излишнему расходу металла. Взамен указанной схемы (выносные циклоны с предвключенными колонками грубой сепарации) в настоящее время могут применяться выносные циклоны с двухступенчатой сепарацией пара; схемы с такими циклонами требуют значительно меньшего расхода металла.

7-3. МОДЕРНИЗАЦИЯ КОТЛОВ ДКВР-6,5-13

Ниже приводится пример модернизации котла ДКВР-6,5-13 при переводе его на сжигание природного газа с повышением паропроизводительности до 20 т/ч . Проект модернизации котла был выполнен проектно-конструкторской конторой треста Центроэнергомонтаж. Объем топки увеличивается до $53,7 \text{ м}^3$ за счет опускания пода топки до уровня зольного помещения (рис. 7-4). Стены топочной камеры полностью экранированы трубами диаметром $51 \times 3,5 \text{ мм}$. Фронтной и боковые экраны имеют шаг труб, равный 55 мм , а задний и примыкающие к нему малые боковые экраны — 65 мм . Потолок топочной камеры защищен экранными трубами, являющимися продолжением боковых экранов. Реконструкции подвергается и верхний барабан котла, который укорачивается до размеров нижнего барабана. Тесное экранирование позволяет выполнить большую часть поверхности топки с облегченной обмуровкой и укрепить ее непосредственно на трубах экранов. Обмуровка, прикрепленная к трубам, при тепловых расширениях следует за трубами, не нарушая своей плотности. Обмуровка котла состоит из слоя шамотобетона толщиной 20 мм , армированного металлической сеткой, слоя изоляционных материалов из шлаковаты толщиной 100 мм , штукатурки и газонепроницаемой обмазки толщиной 12 мм . Общая толщина обмуровки составляет 132 мм . Под топ-

Рис. 7-4. Модерни-
зация котла
ДКВР-6,5 при пе-
реводе на сжига-
ние газа.



ки не экранируется. Топка оборудуется четырьмя инжекционными горелками среднего давления системы Мосгаз, расположенными на фронтальной стене в два ряда. С каждой стороны котла устанавливается по одному выносному циклону из труб диаметром 426×12 мм, на которые включены оба боковых и фронтальной экраны. В верхний барабан подключены малые боковые экраны с потолком и задний экран, образующий в верхней части двухрядный фестон с двухрядным коридорным расположением труб, и котельный пучок. Пар из верхнего барабана и выносных циклонов поступает в смесительный коллектор и оттуда направляется в магистраль. Котельный пучок не реконструируется, меняется только характер омывания его газами за счет изменения расположения газовых перегородок. Имевшиеся в пучке перегородки частично демонтируются, вследствие чего омывание пучка становится одноходовым. По обе стороны пучка там, где он разряжен, устанавливаются чугунные перегородки (дефлекторы), что позволяет направить поток газов через основную массу труб пучка. Выносной циклон выполнен с двойной сепарацией. Пароводяная смесь вводится во внутренний циклон с небольшой скоростью ($8-9$ м/сек). Во внутреннем циклоне производится сепарация, при которой от пара отделяется основное количество циркулирующей воды. Через верхние направляющие устройства пар небольшой влажности со скоростью до 45 м/сек подается в наружный циклон, где и производится окончательная тонкая сепарация пара и воды. В барабан пароводяная смесь от заднего экрана подается под погруженный дырчатый лист. Тонкая сепарация пара в барабане осуществляется при помощи четырех горизонтальных циклонов, включенных на выходе пара из барабана. Для компенсации повышенного сопротивления внутрибарабанных горизонтальных циклонов (~ 2500 кг/м²) на пароводящих линиях от выносных циклонов к паросборникам установлено по две шайбы: измерительная и дроссельная. Изменяя диаметр дроссельных шайб, можно установить необходимое положение уровня воды в циклонах. Для регулировки кратности солесодержания по отсекам предусмотрен ввод части питательной воды непосредственно в циклоны. Подача некоторого количества питательной воды в циклоны позволила, кроме регулирования кратности солесодержания по отсекам, в известных пределах корректировать

положение уровня воды в циклонах. С увеличением подачи питательной воды в циклоны уровни в них повышаются вследствие того, что питательная вода значительно недогрета до температуры насыщения и паропроизводительность экранов, включенных на выносные циклоны, уменьшается. Линии непрерывной продувки объединены в одну. Для понижения температуры уходящих газов за котлом устанавливается экономайзер из труб диаметром 25×3 мм поверхностью нагрева $H_{в.эк} = 118$ м². Существующий чугунный экономайзер опускается на отметку $1,73$ м. Расчетные и экспериментально определенные характеристики котла после модернизации приведены в табл. 7-1. Монтаж и пуско-наладочные работы были осуществлены производственно-техническим предприятием Промэнерго. Реконструкция котла осуществлена за

Таблица 7-1

Наименование	Расчетные данные	Экспериментальные данные
Паропроизводительность, т/ч	20	20
Давление пара в барабане, ат	14	13,3
Температура пара, °С	194	191
Температура питательной воды, °С	100	95
Рабочая калорийность топлива, ккал/м ³	8 000	8 000
Температура воздуха в котельной, °С	30	10
Потеря тепла от химического недожога, %	1,5	0
Потеря тепла с уходящими газами, %	7,97	7,1
Потеря тепла в окружающую среду, %	1,3	1,3
К. п. д. котлоагрегата, %	89,23	91,6
Расход топлива, м ³ /ч	1 590	1 385
Тепловое напряжение топки, ккал/м ² ·ч	237×10^3	206×10^3
Объем топочной камеры, м ³	53,7	53,7
Радиационная поверхность топки, м ²	79,3	79,3
Поверхность фестона и пучка, м ²	210	210
Поверхность нагрева стального водяного экономайзера, м ²	118	118
Поверхность нагрева чугунного экономайзера, м ²	177	177
Температура газов за котельным пучком, °С	390	388
Температура уходящих газов, °С	168	159
Влажность пара, %	1	0,2
Солесодержание котловой воды чистого отсека, мг/л	400	400
Солесодержание котловой воды солевых отсеков, мг/л	3 000—5 000	3 000—5 000
Продувка котла, %	6	6

3 месяца, а пуско-наладочные работы за 1 месяц. Режимно-наладочные работы проведены менее чем за месяц.

Затраты труда были сравнительно небольшими, ежедневно на монтаже было занято 15—20 человек. Расход материалов на модернизацию составил:

цельнотянутых труб	10 м
катаных труб	7 м
прочего металла	23 м

Монтаж автоматики на реконструированном котле производился работниками комбината (3 человека в течение 14 дней), причем потребовались перерасчет и изготовление новых мерных диафрагм, перестановка приборов на новое место, пересчет шкалы расходомеров. Принципиальные схемы автоматики регулирования и безопасности оставлены без изменения. Общая щелочность питательной воды после смешения химочищенной воды с конденсатом составляет 1,5 мг-экв/л. Остаточная жесткость воды не превышает 30 мгк-экв/л. В котельной установлен деаэратор атмосферного типа, обеспечивающий остаточное содержание кислорода в питательной воде в пределах 0,1 мг/л. Для проведения теплехимических испытаний котла была смонтирована схема контроля (рис. 7-5). Качество пара определялось в четырех точках: из правого и левого циклонов, из барабана котла и из общего паросборника. Проверялись производительность каждого циклона и уровни воды как во внутренних, так и во внешних циклонах. В связи с тем, что колебания уровней в циклонах могли достигать больших значений, замер уровней воды в них проводился с помощью дифманометров, залитых ртутью. Щелочность котловой воды определялась в двух точках: в чистом отсеке и в солевом (после смешения из обоих циклонов). Пробы пара охлаждались в многоточечном холодильнике. Проба котловой воды солевых отсеков отбиралась из эксплуатационного холодильника; проба котловой воды чистого отсека отбиралась из водоуказательного стекла барабана (с учетом поправки на выпар). Уровни воды в барабане поддерживаются на определенной отметке автоматом питания. Уровни воды в циклонах устанавливаются в результате соотношения сопротивления пароперпускных линий от циклонов и барабана к паросборнику. Увеличение сопротивления линий между

паросборниками и циклонами понижает уровень воды в них. Во внутренних циклонах уровни располагаются ниже, чем во внешних, причем разница эта находится в зависимости от производительности котла и влажности

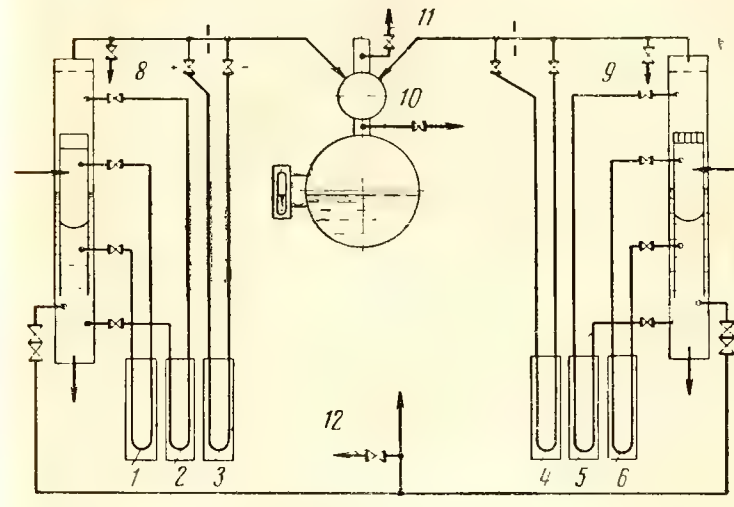


Рис. 7-5. Схема контроля работы выносных циклонов и барабана котла ДКВР.

1 — уровень в левом внутреннем циклоне; 2 — уровень в левом наружном циклоне; 3 — расход пара из левого циклона; 4 — расход пара из правого циклона; 5 — уровень в правом наружном циклоне; 6 — уровень в правом внутреннем циклоне; 8 — пар из левого циклона; 9 — пар из правого циклона; 10 — пар из барабана котла; 11 — общий пар котла; 12 — продувочная вода.

пара на выходе из внутреннего циклона. Как показали проведенные измерения на графике (рис. 7-6,а), левый циклон был нагружен несколько больше, чем правый. Это, видимо, объясняется тем, что в правый циклон подавалось больше относительно холодной воды за счет несколько несимметричного подвода питательной воды к циклонам. Отмечено, что с прекращением подачи питательной воды в циклоны разница в производительностях циклонов уменьшается; имеются отдельные замеры, в которых правый циклон выдает пара несколько больше, чем левый. Данные измерений хорошо согласуются с расчетными величинами. Во внешней части циклона наибольшее понижение уровней имеет место при

производительности 13 т/ч и составляет 100 мм; при производительности 15 т/ч уровень повышается до оси барабана. С дальнейшим повышением производительности котла до 22 т/ч уровни воды во внешней части циклона

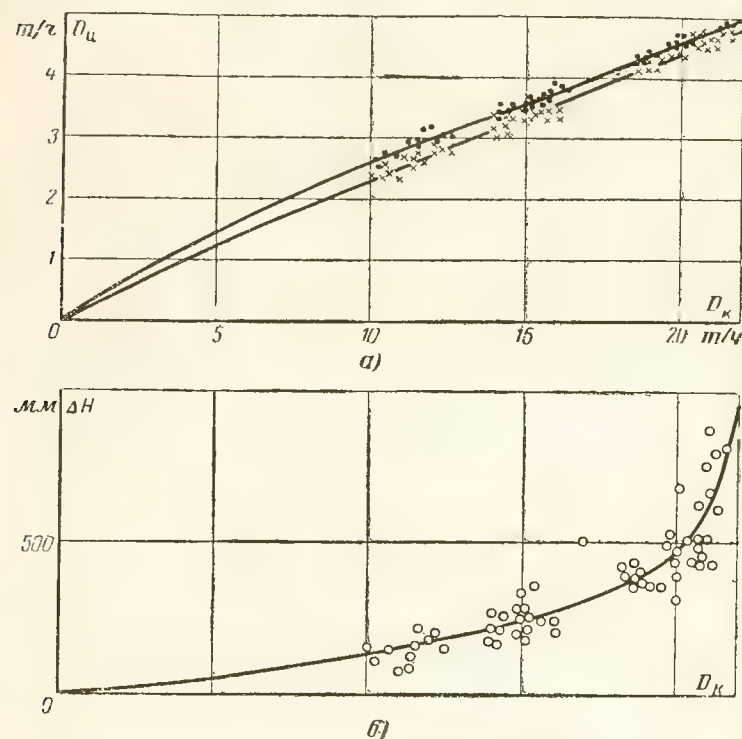


Рис. 7-6. Работа циклонов котла ДКВР-6,5.

а — зависимость паропроизводительности циклона от нагрузки котла; б — расхождения уровней воды между внешним и внутренним циклонами. Обозначения: о — левый циклон, х — правый циклон.

возрастают до 1 200 мм. Во внутренней части циклонов уровни относительно оси барабана понижаются значительно больше и при производительности 15 т/ч составляют 300 мм. При производительности 22 т/ч уровень повышается до +300 мм. Зависимость расхождений уровней воды между внешним и внутренним циклонами от производительности котла дана на графике (рис. 7-6, б). Разбежка уровней возрастает пропорционально

квадрату скорости пара в направляющем аппарате внутреннего циклона. При производительности котла до 20 т/ч имеется зависимость, близкая к параболической. С дальнейшим повышением производительности разбежка уровней резко возрастает. Это, видимо, объясняется затапливанием верхнего направляющего аппарата и нижнего штуцера ввода пароводяной смеси, вследствие чего качества пара, выдаваемого циклоном, ухудшаются. Общие перепады давлений, влияющие на положение уровней воды в циклонах, из-за большого сопротивления внутрибарабанных сепарационных устройств достигают в данном случае 2500 кг/м². Поэтому требовалось провести тщательное выравнивание величин перепадов с тем, чтобы уровни воды в циклонах были по возможности стабилизированы. В период пуско-наладочных работ первая растопка котла была проведена без зажигательного пояса с дроссельными шайбами в паропроводах от циклонов до паросборника диаметром 75 мм и полностью открытым вентиле подпитки. Уровни воды во внешних циклонах относительно оси барабана составляли +1 200 мм. При остановке котла диаметр шайб был уменьшен до 68 мм, установлена зажигательная стенка у заднего экрана и был прикрыт вентиль на подводе питательной воды. Эти мероприятия вызвали существенное понижение уровней до —1 200 мм при производительности котла 14—15 т/ч. Котел был вновь остановлен, и на паропроводе от циклонов до паросборника вновь установлены шайбы диаметром 75 мм. Вентиль на подпиточной линии оставлен открытым на 1/8 оборота. В таком положении устройства были оставлены для эксплуатации. В результате проведенных наладочных работ удалось стабилизировать уровни воды в циклонах в пределах от —500 до +1 200 мм от оси барабана. Несмотря на большие величины перепадов давлений как в линиях от циклонов до паросборника, так и от барабана до паросборника, подобранное сопротивление пароперепускных линий от циклонов обеспечивает такие пределы колебаний уровней, которые не вызывают существенных ухудшений циркуляции в контурах соленых отсеков при всех возможных режимах работы котла. В процессе наладки было отмечено следующее явление: при подрыве предохранительных клапанов, установленных на барабане котла, отмечалось резкое снижение уровней воды в циклонах с +400 до —1 200 мм. На-

грузка котла в момент подрыва клапанов составляла всего лишь 4 т/ч. Оказалось, что перепуск части пара помимо внутрибарабанных сепарационных устройств значительно уменьшает их сопротивление. Кроме того, в момент открытия клапанов за счет снижения давления увеличивается производительность циклонов. Все это понижает уровни в циклонах. Для устранения посадок уровней, особенно опасных при подрывах клапанов на полной нагрузке котла, клапаны были перенесены с барабана на сборный коллектор. Линия собственных нужд, подключенная ранее к барабану, была также перенесена на паросборник. Пробные подрывы предохранительных клапанов после указанных переделок, проведенные вначале при нагрузке 12 т/ч, а затем при 21,5 т/ч, показали, что уровни в циклонах не снижаются, а лишь повышаются на небольшую величину (до +300 мм). Продувка нижних точек контуров соленых отсеков практически не влияет на положение уровней воды в циклонах, так как продувочные линии нижних коллекторов соленых отсеков зашайбованы, диаметр шайбы 10 мм, вследствие чего расход воды через них при периодических продувках невелик. Для определения качества пара, выдаваемого барабаном и циклонами, а также пара после смешения смонтирована схема контроля. Пар отбирается на анализ в четырех точках устьевыми парозаборными зондами. Вследствие того, что химводоочистка работает по схеме аммоний-натрий-катионирование, пар имеет высокое содержание аммиака, что сильно затрудняет определение щелочности при химическом анализе, а также солесодержания пара электрометрическим анализом. Для уменьшения влияния газовой составляющей пробы пара перед проведением анализов подвергались дегазации и обогащению в холодильнике. Анализ качества пара проводился лабораторным солемером. Наибольшее количество газов имелось в паре из барабана. Это видно из того, что замеряемое солесодержание пара по солемеру уменьшалось при дегазации в 5—6 раз. Солесодержание пара из циклонов при дегазации уменьшалось лишь в 2—3 раза. Это объясняется тем, что в циклоны поступает котловая вода, прошедшая частичную дегазацию в барабане котла, вследствие чего содержание газов в котловой воде соленых отсеков понижено. Общий пар после смешения в паросборнике имеет так же, как и пар из барабана значительное количество газов.

Подсчет влажности пара как отношение солесодержания пара к солесодержанию продувочной воды показывает, что котел выдает пар влажностью 0,1—0,2%. Проведенные измерения показали, что солесодержание пара при изменении производительности котла в пределах 10—20 т/ч практически не меняется. В период испытания щелочность котловой воды менялась в пределах 20—40 мг-экв/л. Изменения качества пара при этом заметить не удалось. Проведенные испытания показали, что выносные циклоны новой конструкции обладают повышенной эффективностью в работе. Напряжение парового пространства циклонов составляет 5 600 м³/м³·ч, или около 40 т/м³·ч, что в два с лишним раза превышает те же показатели выносных циклонов обычной конструкции. Гидравлические сопротивления при входе во внутренний циклон грубой сепарации очень небольшие, что позволяет применять эти циклоны на котлах с малыми движущими напорами циркуляционных контуров. С целью уменьшения опасности накипеобразования в экранных трубах соленых отсеков в данной установке осуществляется подпитка циклонов питательной водой. Щелочение котла, проводимое под нагрузкой в 3—4 т/ч, показало, что для котлов со ступенчатым испарением щелочность котловых вод по отсекам неодинакова. При открытом подпиточном вентиле щелочность котловой воды чистого отсека длительное время держалась значительно выше, чем в соленых отсеках. После открытия вентиля подпитки щелочность в соленых отсеках резко повысилась. С течением времени удалось выровнять щелочность котловой воды во всех отсеках котла. Проведенное наблюдение показывает, что организация подпитки солевых отсеков позволяет выравнивать щелочность котловых вод при щелочении котлов, что также можно считать положительным свойством примененной схемы. Режим горения после установки зажигательной стенки у заднего экрана отличался большой стабильностью. Химический недожог при нагрузке 8—20 т/ч был равен нулю, вследствие чего к. п. д. котельного агрегата несколько выше расчетного и составляет при 20 т/ч 91,6%. Следует отметить, что вследствие значительного увеличения объема топki напряжения топочного пространства сравнительно невысокие и составляют 206·10³ ккал/м³·ч. В связи с этим следующий котел ДКВР-6,5-13 в этой котельной был при модернизации

снабжен не четырьмя, а пятью горелками системы Мосгаз. Для уменьшения потерь давления пара в барабане горизонтальный центробежный сепаратор в барабане был заменен пароприемным дырчатым потолком, что позволило резко уменьшить перепады давлений в соединительных паропроводах и сократить величину расхождения уровня воды в выносных циклонах относительно барабана. В результате этих мероприятий второй модернизированный котел ДКВР-6,5-13, рассчитанный на производительность 25 т/ч, обеспечивает в эксплуатации производительность 28—29 т/ч при хорошем качестве пара, выдаваемого выносными циклонами и барабаном. Увеличенные несколько по сравнению с первым котлом размеры хвостовых поверхностей нагрева позволяют и при этой нагрузке иметь температуру уходящих газов ниже 160°С. Нагрузка каждого выносного циклона двойной сепарации диаметром 426×12 мм достигала при этом величины 7—7,5 т/ч, что в два с лишним раза превышает допустимые нагрузки обычного циклона таких же размеров.

7-4. МОДЕРНИЗАЦИЯ ИСПАРИТЕЛЬНЫХ КОНТУРОВ ТРЕХБАРАБАННЫХ КОТЛОВ, РАБОТАЮЩИХ НА ПИТАТЕЛЬНОЙ ВОДЕ ПЛОХОГО КАЧЕСТВА

Установленные в котельной трехбарабанные котлы НЗЛ поверхностью нагрева 600 м², давлением 17 ат и температурой перегретого пара 375°С работали на пыли тощего угля с производительностью 30 т/ч. Топки имели боковые экраны, а также задний и нижний грануляторы. Из-за плохого качества питательной воды котлы оборудовались двухступенчатым испарением с размещением соленых отсеков по торцам барабана и включением в этот контур боковых экранов. Вследствие малой мощности соленого контура боковых экранов ступенчатое испарение работало неэффективно: непрерывная продувка доходила до 13% при солесодержании продувочной воды в соленых отсеках 8 500—9 000 мг/кг. Солесодержание котловой воды в чистом отсеке составляло 3 500—4 000 мг/кг, что приводило к ухудшенному качеству пара и к перегосу труб пароперегревателя из-за заноса их солями. В связи с переводом на сжигание попутного нефтяного газа котлы были реконструированы. Пыль тощего угля была оставлена в качестве

резервного топлива. При этой реконструкции паропроизводительность котла увеличивалась в два раза и была доведена до 60 т/ч, причем подъем котла не производился, сохранялся полностью существующий каркас и использовалась имеющаяся конвективная поверхность котельных пучков. На рис. 7-7 показан общий вид модернизированного котла. Кипятильный пучок во втором и третьем газоходах остался без изменений. Кипятильный пучок в первом газоходе котла состоит из шести рядов труб, причем первые два ряда отогнуты к задней стене топки и образуют задний экран из 35 труб с шагом 120 мм. В верхней части топки первый ряд труб разведен и получен фестон с шагом 480 мм. Кипятильные и экранные трубы в котле имеют размер 83×3,5 мм. Имевшиеся ранее в котле боковые экраны, задний экран и гранулятор полностью демонтированы. Кроме заднего экрана, вновь установлен фронтальный экран из 23 труб с шагом 150 мм. В связи с тем, что общее количество рядов труб в первом газоходе уменьшилось, часть имеющихся отверстий в переднем верхнем и нижнем барабане заглушена. Топочный объем увеличен до 225 м³ за счет устройства холодной воронки и подъема переднего подвесного свода. В связи с тем, что питательная вода имеет высокое солесодержание (500—600 мг/кг), все боковые и фронтальный экраны включены на выносные циклоны, выдающие пар параллельно барабану. Мощность этих экранов составляет около 50% паропроизводительности котла. После реконструкции производительность собственно котельных поверхностей и заднего экрана, включенных на барабан котла, фактически остается без изменения и не превышает 30 т/ч. Схема реконструкции испарительных контуров котла представлена на рис. 7-8. Боковые экраны мощностью около 30% от производительности котла включены на четыре выносных циклона, представляющие собой вторую ступень испарения. Питание каждого из указанных циклонов осуществляется из переднего барабана котла трубой диаметром 83×3,5 мм. Фронтальный экран мощностью около 20% включен на три выносных циклона, представляющих собой третью ступень испарения. Питание третьей ступени осуществляется из водяного объема циклонов второй ступени общей магистралью. Сечение опускных, рециркуляционных и паровыводящих труб составляет 21—26% сечения соответствующих экранных

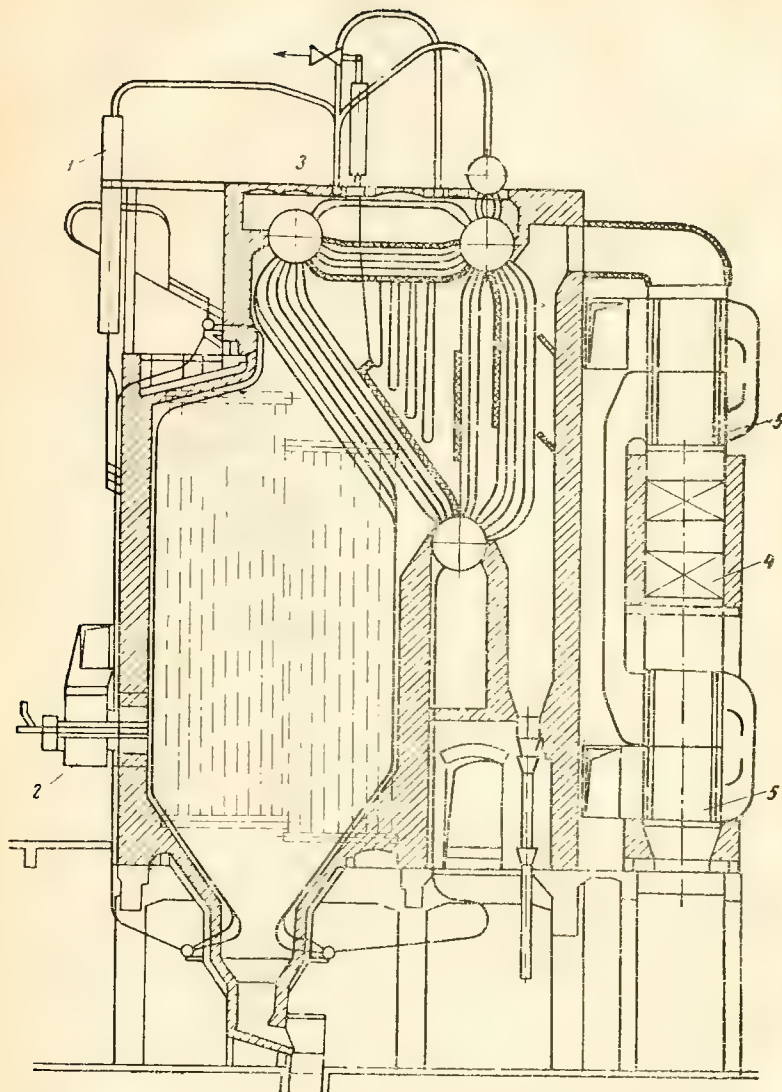


Рис. 7-7. Модернизация котла НЗЛ-600.

1 — выносные циклоны; 2 — пылегазовые горелки; 3 — смесительный коллектор; 4 — водяной экономайзер; 5 — воздухоподогреватель.

труб. Все выносные циклоны выполнены из труб диаметром 426×12 мм и установлены с фронта котла (рис. 7-7). Отношение сечения циклона к сечению входа пароводяной смеси F/f составляет для второй ступени 17,5 и для третьей ступени 21,2, причем сечения входных штуцеров составляют 17 и 10% сечения соответствующих экранных труб. Пар из циклонов по трубам диа-

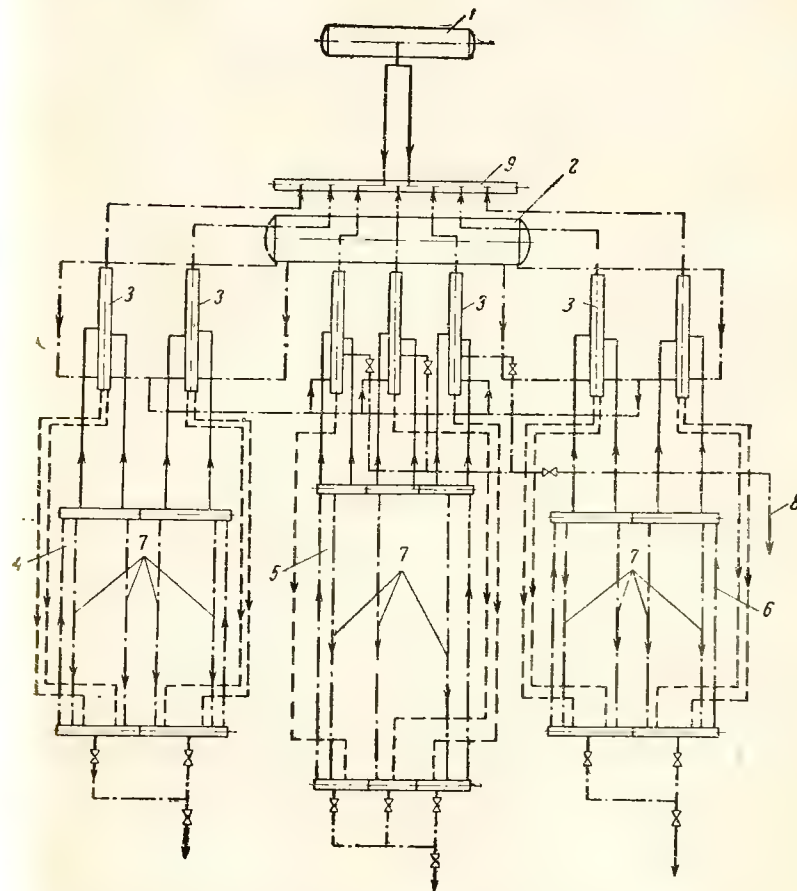


Рис. 7-8. Схема модернизации испарительных контуров котла НЗЛ-600.

1 — сухопарник; 2 — верхний передний барабан; 3 — выносные циклоны; 4 — левый боковой экран; 5 — фронтальный экран; 6 — правый боковой экран; 7 — рециркуляционные трубы; 8 — линия непрерывной продувки; 9 — смешительный коллектор.

метром 108×4 мм направляется в сборный смесительный коллектор диаметром 273×12 мм. В этот же коллектор направляется пар из сухопарника котла. Конструкция пароперегревателя осталась прежней, но поверхность нагрева его увеличена до 280 м^2 за счет увеличения количества змеевиков. Двухходовая схема движения пара заменена однокходовой. Воздухоподогреватель выполнен из труб диаметром $40 \times 1,5$ мм, водяной экономайзер из труб диаметром 32×3 мм. Основные расчетные характеристики котла близко совпали с полученными в эксплуатации данными ($\eta_{к.у} \approx 90\%$, $t_{yx} = 160^\circ \text{C}$). Величина непрерывной продувки сократилась с 13—15% до 2,5—3,0% при солесодержании котловой воды в барабане 1500 мг/кг. Солесодержание продувочной воды после третьей ступени испарения составляет 15 000—18 000 мг/кг. При увеличенной в 2 раза паропроизводительности котлов обеспечивается высокое качество пара при всех эксплуатационных режимах работы. Наблюдавшиеся до реконструкции котла случаи перегрева труб перегревателя из-за заноса их солями полностью исчезли.

7-5. МОДЕРНИЗАЦИЯ КОТЛОВ ТС-20

На рис. 7-9 представлена проведенная ПКК треста Центроэнергомонтаж модернизация котлов ТС-20 при переводе их на сжигание природного газа. До реконструкции котлы были снабжены беспровальными цепными решетками типа БЦР для сжигания донецких углей. Топочная камера подверглась значительному изменению. Путем удаления переднего и заднего сводов и спрямления фронтальной и задней стен топки с одновременным отнесом фронтальной стены и удалением цепной решетки создается камерная топка с охлаждаемым подом в нижней части. Объем топки при этом возрастает с 50 м^3 до $96,3 \text{ м}^3$. Стены топки сплошь экранируются, причем плотность экранирования в части боковых, фронтального и заднего экранов увеличена. Фронтальной и задний экраны включены непосредственно в барабан котла. Боковые экраны включены на выносные циклоны. На фронтальной стене размещаются в два ряда четыре газомазутные горелки. Производительность котла увеличена до 35 т/ч . Тепловое напряжение топки составляет $Q/V \approx 262 \cdot 10^3 \text{ ккал/м}^3 \cdot \text{ч}$ при работе на газе. Первый

пучок котла частично реконструируется путем удаления трех рядов труб: двух нижних рядов и одного верхнего. Пароперегреватель удвоен по количеству параллельно включенных змеевиков путем сверления в коллекторах второго параллельного ряда коридорно расположенных

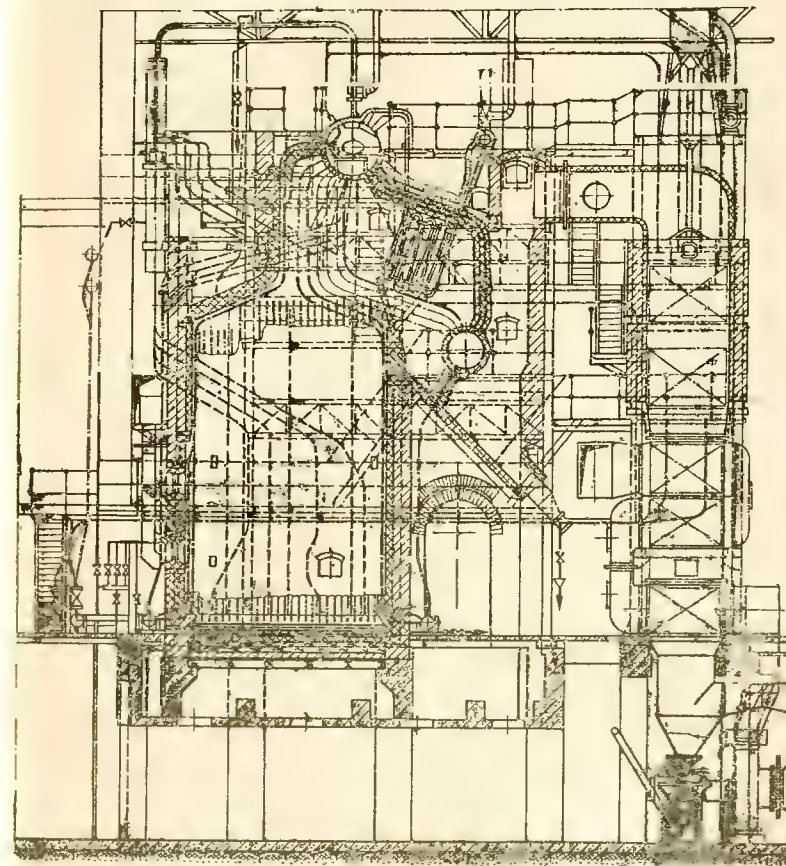


Рис. 7-9. Модернизация котла типа ТС-20.

отверстий. Второй конвективный пучок по аналогии с первым пучком из шестирядного становится трехрядным. Водяной экономайзер заменяется новым из труб диаметром 28×3 мм. Воздушный подогреватель также заменяется новым и выполняется трехходовым из труб

диаметром $28 \times 1,5$ мм. Воздухоподогреватель выполняется обращенным: трубки располагаются горизонтально, и по ним направляется воздух. Установка воздухоподогревателя позволяет получать температуру уходящих газов 143°C при работе на газе и 185°C при сжигании мазута. В целях уменьшения количества продувки, улучшения качества пара и снижения паровой нагрузки барабана боковые экраны топки включены на выносные циклоны и являются второй ступенью испарения. Количество пара, образующегося в чистом отсеке, составляет $D_1 \approx 20\,500$ кг/ч (59%), а количество пара, получаемого в соленом отсеке, $D_2 = 14\,500$ кг/ч (41%). К установке приняты четыре обычных выносных вертикальных центробежных сепаратора пара из труб диаметром 426×12 мм, по два сепаратора на каждую сторону котельного агрегата. Продувочная вода из переднего верхнего барабана отводится с двух сторон раздельно и вводится в каждый сепаратор самостоятельной трубой диаметром $57 \times 3,5$ мм. Пар, образующийся в выносных центробеж-

ных сепараторах, подается в передний верхний барабан за верхним дроссельным потолком. Осевая подъемная скорость пара в циклонах составляет $w_0 \approx 0,933$ м/сек. Перед входом в циклон труба диаметром $108 \times 4,5$ мм, подводящая пароводяную смесь, переходит в трубу диаметром 83×6 мм, что обеспечивает тангенциальную скорость входа (по пару) $u = 14,9$ м/сек. Выше в табл. 7-2 приводятся основные характеристики этого модернизированного котельного агрегата.

ГЛАВА ВОСЬМАЯ

ВЫНОСНЫЕ ЦИКЛОНЫ В НОВЫХ КОНСТРУКЦИЯХ ПАРОВЫХ КОТЛОВ С ЕСТЕСТВЕННОЙ ЦИРКУЛЯЦИЕЙ

8-1. ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ

Сопоставление экспериментальных и эксплуатационных данных, полученных на обычных выносных циклонах и циклонах с двухступенчатой сепарацией пара с работой парового объема горизонтальных барабанов котлов низкого, среднего и высокого давления, показывает, что работа выносных циклонных сепараторов, особенно в условиях высоких солесодержаний котловой воды, позволяет при одном и том же высоком качестве выдаваемого пара значительно повысить удельное напряжение парового объема циклонного сепаратора по сравнению с паровым объемом барабана. На рис. 8-1 представлена зависимость удельной весовой нагрузки парового объема от давления пара для обычного выносного циклона, для выносного циклона с двухступенчатой сепарацией пара и для парового объема горизонтального барабана. Следует отметить, что указанные графики построены для значений солесодержания котловой воды в барабанах и выносных циклонах, принимаемых в обычных эксплуатационных условиях в соответствии с таблицами, приведенными в разд. 2-3 гл. 2, т. е. эти графики составлены для низких значений солесодержания котловой воды в барабанах и относительно высоких солесодержаний котловой воды в выносных циклонах. Ниже в табл. 8-1 показано, во сколько раз в этих условиях нагрузка парового цик-

Таблица 7-2

Наименование	Характеристика
Производительность котла ТС-20, т/ч	35
Расход топлива (ставропольский газ) B , $\text{нм}^3/\text{ч}$	2980
к. п. д. котла на газе η , %	91,34
к. п. д. котла на мазуте η , %	89
Объем топочной камеры V_t , м^3	96,3
Тепловое напряжение топочного объема:	
при сжигании газа, $\text{ккал}/\text{м}^3 \cdot \text{ч}$	$268 \cdot 10^3$
мазута, $\text{ккал}/\text{м}^3 \cdot \text{ч}$	$270 \cdot 10^3$
Суммарная радиационная поверхность ΣH_p , м^2	101,49
Пароперегреватель вертикальный, змеевиковый из труб диаметром 38×3 мм $H_{\text{вп}}$, м^2	154
Боковой экономайзер змеевиковый из труб диаметром 25×4 мм $H_{\text{б}}$, м^2	322
Воздухоподогреватель трубчатый, трехходовой из труб диаметром $28 \times 1,6$ мм $H_{\text{вп}}$, м^2	663
Дутьевой вентилятор БД-12:	
производительность Q , $\text{м}^3/\text{ч}$	37 000
напор H_n , мм вод. ст.	328
Дымосос одностороннего всасывания Д-15,5:	
производительность Q , $\text{м}^3/\text{ч}$	71 000
напор H_n , мм вод. ст.	240
Горелка газомазутная производительностью, $\text{м}^3/\text{ч}$:	
по газу	750
по мазуту	700

Таблица 8-1

Тип котла	Горизонтальный барабан	Обычный выносной циклон	Выносной циклон с двойной сепарацией пара
Котлы низкого давления до 14 ат	1,0	2,5	8,0
Котлы среднего давления до 45 ат	1,0	3,2	7,5
Котлы высокого давления свыше 100 ат	1,0	3,1	Нет опытных данных

лона возрастает по сравнению с допустимой нагрузкой парового объема барабана.

При сравнении работы паровых объемов барабана и выносных циклонов при одних и тех же значениях соле-содержания котловой воды в барабанах и циклонах эффективность работы паровых объемов выносных циклонов возрастает в десятки раз против значений, приве-

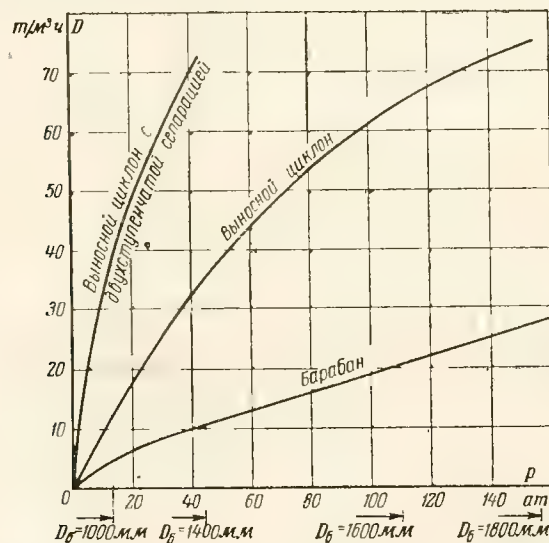


Рис. 8-1. Зависимость удельной весовой нагрузки парового объема от давления пара для обычного выносного циклона, выносного циклона с двойной сепарацией и парового объема барабана.

денных в табл. 8-1. При высоком солесодержании котловой воды работа паровых объемов барабанов оказывается практически настолько малоэффективной, что ни в какое сравнение не может идти с работой выносных циклонов. Эта особенность работы выносных циклонов на котловой воде повышенного солесодержания и склонной к пенообразованию позволяет считать, что выносные циклоны являются единственными сепарационными элементами, которые в этих условиях разрешают наиболее эффективно проблему сепарации и разделения пара и воды в котлах с естественной циркуляцией, обеспечивая при этом максимальное сокращение величины непрерывной продувки и потерь с теплом продувочной воды. Перечисленные выше преимущества выносных циклонов и возможность создания независимых экранных контуров с выдачей пара параллельно существующим барабанам котлов открыли большие перспективы и возможности по модернизации установленных котлов, а также созданию новых эффективных котловых схем.

Опыт, полученный от применения ступенчатого испарения в котлах высокого давления, оборудованных при модернизации выносными циклонами, еще в конце 40-х годов [Л. 20] позволил в короткое время осуществить широкое внедрение на наших отечественных электростанциях барабанных котлов высокого давления с применением водоподготовок без обессоливающих устройств. В настоящее время наши котлостроительные заводы при изготовлении котлов высокого давления поставляют все барабанные котлы со ступенчатым испарением, в котором последняя ступень испарения включена на выносные циклоны. Котлостроительные заводы, изготавливающие котлы низкого и среднего давлений, также начали поставлять эти котлы со ступенчатым испарением и выносными циклонами. Однако в котлах низкого и среднего давления далеко еще не использованы все возможности, которые открываются при применении выносных циклонов.

8-2. ПРАКТИКА ПРИМЕНЕНИЯ ВЫНОСНЫХ ЦИКЛОНОВ В СЕРИЙНЫХ КОТЛАХ ВЫСОКОГО, СРЕДНЕГО И НИЗКОГО ДАВЛЕНИЙ

Все барабанные котлы высокого давления, изготовляемые Таганрогским и Барнаульским котельными заводами, снабжаются выносными циклонами, включенны-

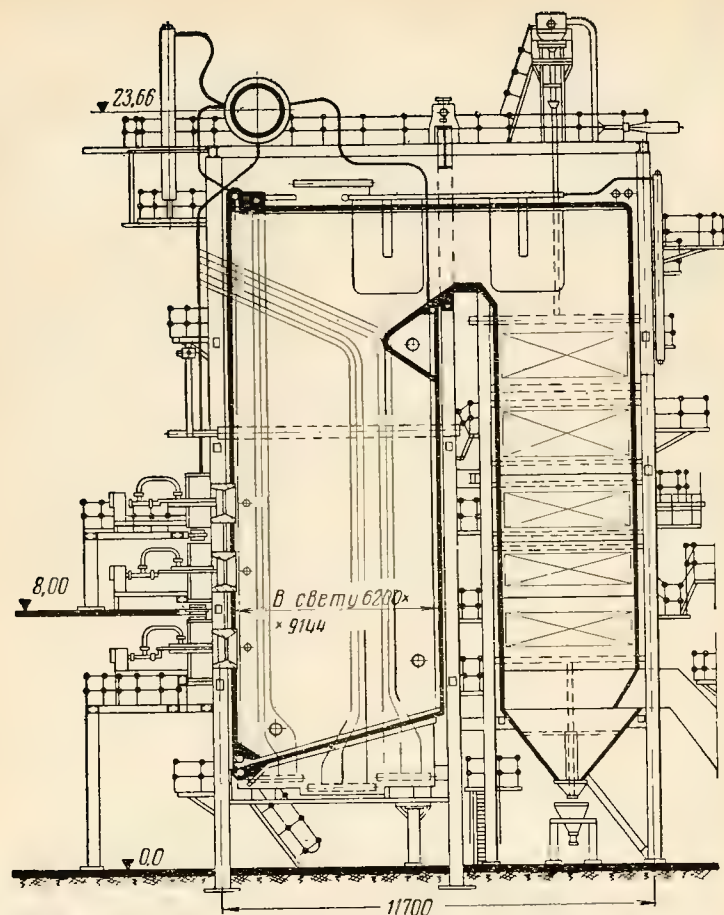


Рис. 8-2. Установка выносных циклонов на котле паропроизводительностью 220 т/ч на давление 100 ат и перегревом 540° С.

ми во вторую или третью ступень испарения. На рис. 8-2 представлен котел производительностью 220 т/ч на давление 100 ат и перегрев 540° С. Часть боковых экранов котла включена на выносные циклоны, установленные по одному на каждой боковой стене.

На рис. 8-3 изображен котел производительностью 420 т/ч на давление 140 ат и перегрев 570° С. На каж-

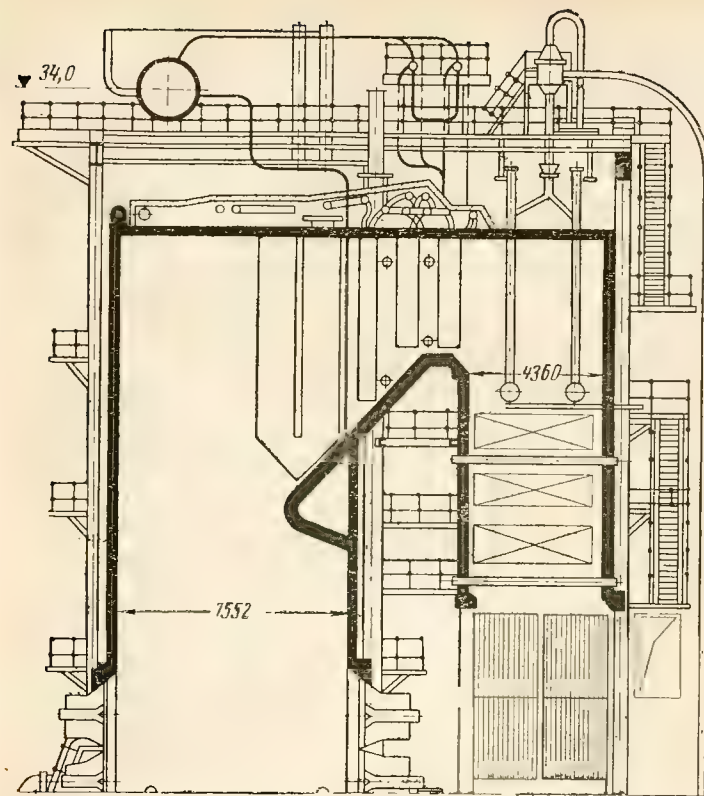


Рис. 8-3. Установка выносных циклонов на котле паропроизводительностью 420 т/ч давлением 140 ат и перегревом 570° С.

дой стороне котла устанавливаются два выносных циклона, включенных на часть боковых экранов.

В барабанных котлах высокого давления производительностью 480, 500 и 640 т/ч также применено ступенчатое испарение с боковыми экранами второй или третьей ступени испарения, включенными на выносные циклоны.

Соленые отсеки, как правило, устанавливают симметрично по обе стороны котла: отсеки второй ступени по обоим торцам барабана, а отсеки третьей ступени в выносных циклонах. В каждый отсек включены экранные секции с независимой циркуляцией воды. Пар из вы-

носных циклонов, как это видно из рис. 8-2 и 8-3, возвращается в барабан, где вместе со всем паром проходит через внутрибарабанные паропромылочные устройства.

Следует отметить, что заводы поставляют серийные котлы с едиными размерами экранов, включенных в соленые отсеки. В связи с этим возникают некоторые трудности в поддержании необходимого содержания фосфатов в чистом и соленых отсеках. Как известно, при непрерывном и равномерном вводе фосфатов в барабан котла считается недопустимым снижение избытка фосфатов ниже $4-7 \text{ мг/л}$. Максимальное же содержание фосфатов по условиям накипеобразования не должно превышать 100 мг/л . Так как в серийных котлах высокого давления производительность соленых отсеков задана принятой конструкцией котла и остается неизменной, многие электростанции в зависимости от качества питательной воды вынуждены были перейти с трехступенчатого испарения на двухступенчатое путем ликвидации внутрибарабанных отсеков по торцам барабана и сохранения лишь соленых отсеков, включенных на выносные циклоны.

Для возможности регулировки кратности солесодержаний воды в отсеках ступенчатого испарения завод устанавливает дополнительную водоопускную трубу по схеме, предложенной ОРГРЭС, у которой верхний конец включен в водяной объем соленого отсека, а нижний конец — в одну из нижних экранных камер чистого отсека (см. рис. 2-13).

При открытии вентиля по этой трубе происходит перетекание котловой воды из соленого отсека в чистый и снижение кратности солесодержания воды в отсеках. Во всех современных паровых котлах большой производительности, имеющих барабан длиной $16-20 \text{ м}$, возникают значительные соленые перекосы по длине даже при отсутствии ступенчатого испарения, поэтому разница между солесодержанием в правых и левых выносных циклонах может достигать больших значений. В связи с этим во всех котлах производительностью 420 т/ч и выше завод предусматривает установку одной водоопускной трубы, включаемой из правого соленого отсека в нижний коллектор экрана левого соленого отсека и наоборот. Такое перемешивание опускных труб несколько выравнивает солесодержания котловой воды

правого и левого экранов ступенчатого испарения. Котлы среднего давления производительностью 75 и 50 т/ч поставляются с солевыми отсеками, включенными на выносные циклоны. На рис. 8-4 изображен котел БКЗ-75-34-ГМ, имеющий трехступенчатое испарение, рассчитанное на питательную воду с солесодержанием до 250 мг/кг . В барабане диаметром 1500 мм размещены первая и вторая ступень испарения; в первую ступень

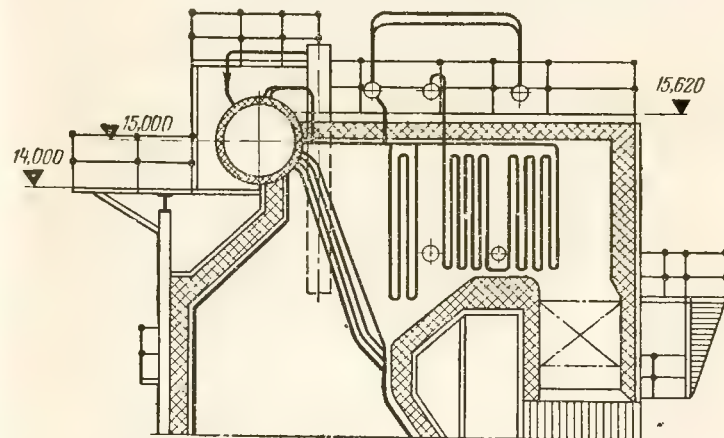


Рис. 8-4. Котел паропроизводительностью 75 т/ч на давление 40 ат и перегревом 440°С с выносными циклонами.

пень включены фронтальный и задний экраны, а также задние секции боковых экранов; во вторую ступень включены ближайшие к фронту секции боковых экранов; в третью ступень включены средние секции боковых экранов. Первая ступень испарения снабжена внутрибарабанными циклонами и жалюзийным сепаратором. К третьей ступени испарения подключены выносные циклоны (по одному на каждую сторону) из труб диаметром $377 \times 18 \text{ мм}$ с внутренней улиткой. Из выносных циклонов пар направляется в барабан котла, в пространство после жалюзийного сепаратора. На рис. 8-5 изображен газомазутный котел производительностью 50 т/ч на 40 ат и перегрев 440°С , изготовляемый Белгородским котельным заводом. В котле применена схема двухступенчатого испарения. Первой ступенью является барабан с включенными

фронтowymi, задними, передними боковыми экранами. Во вторую ступень выделены задние секции боковых экранов, включенные на выносные циклоны из труб диаметром 377×16 мм. Пар из выносных циклонов отводится в барабан в пространство над дроссельным потолком. Выносные циклоны обеспечивают в этом котле возможность работы на питательной воде с содержанием до 250 мг/кг при непрерывной продувке не более 5% . Выносные циклоны применены также в блоч-

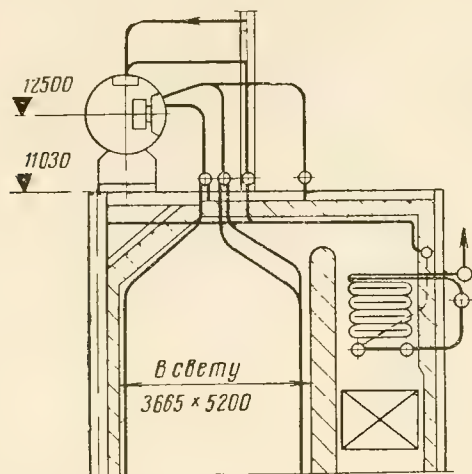


Рис. 8-5. Газомазутный котел паропроизводительностью 50 т/ч на давление 40 ат и перегрев 440°С с выносными циклонами.

ных малогабаритных вертикально-водотрубных котлах с естественной циркуляцией производительностью 20 и 15 т/ч серий СУ-20 и СУ-15 на давление 40 ат и перегрев 440°С . Котлы рассматриваемой серии в изготовлении Белгородского котельного завода имеют полностью экранированную топочную камеру шатрового типа и два поперечно расположенных барабана. На рис. 8-6 изображена циркуляционная схема котла СУ-20. В котлах этой серии применено двухступенчатое испарение; во вторую ступень включены боковые экраны переднего топочного блока. Пароводяная смесь из верхних камер экранов второй ступени испарения поступает в выносные циклоны из труб диаметром 273×15 мм. Пароотводящие тру-

бы из выносных циклонов направляются в паровой объем барабана. Вода из циклона по опускающим трубам поступает в нижние коллекторы экранов. Питание выносных циклонов осуществляется по трубе из верхнего барабана. Верхние и нижние камеры боковых экранов, включенные на выносные циклоны, соединены рециркуляционными трубами. В схему циркуляции первой сту-

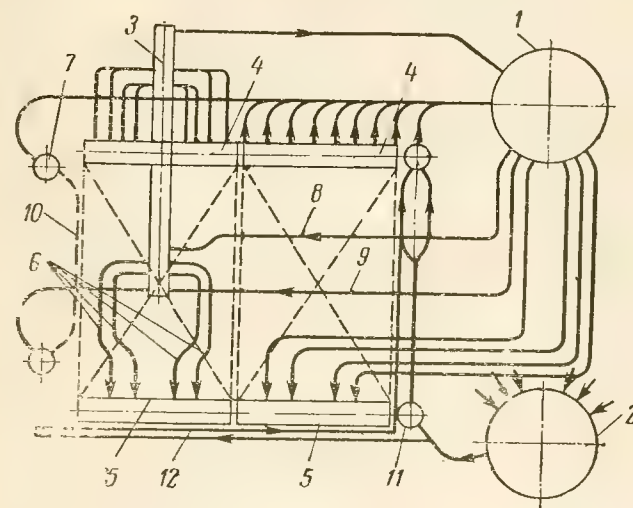


Рис. 8-6. Циркуляционная схема котла СУ-20.

1 — верхний барабан; 2 — нижний барабан; 3 — выносные циклоны; 4 — верхние камеры; 5 — нижние камеры; 6 — опускающие трубы от циклонов; 7 — верхняя камера фронтального экрана; 8 — питание циклона; 9 — опускающие трубы к фронтальному экрану; 10 — фронтальный экран; 11 — задний экран; 12 — охлаждающие панели топки.

пени испарения включены фронтальный экран, задний экран, задние секции боковых экранов и котельный пучок. Паросепарационное устройство барабана состоит из корабов, внутрибарабанных циклонов и дырчатого пароприемного потолка. На рис. 8-7 представлен газомазутный котел ДКВР-20-13-250, поставляемый Бийским котельным заводом. Котел имеет короткий верхний барабан. Экранные трубы закрывают фронтальную, боковые стены и потолок топочной камеры. На наклонной части заднего экрана установлена шамотная перегородка, отделяющая топочную камеру от камеры догорания. Котел снабжен двухступенчатым испарением с двумя вы-

носными циклонами; во вторую ступень включены боковые экраны переднего топочного блока. Пар из циклона по паропроводящим трубам направляется в паровой объем барабана, в пространство за дырчатым потолком. Экраны, включенные на выносные циклоны, снабжены рециркуляционными трубами. В барабан, являющийся

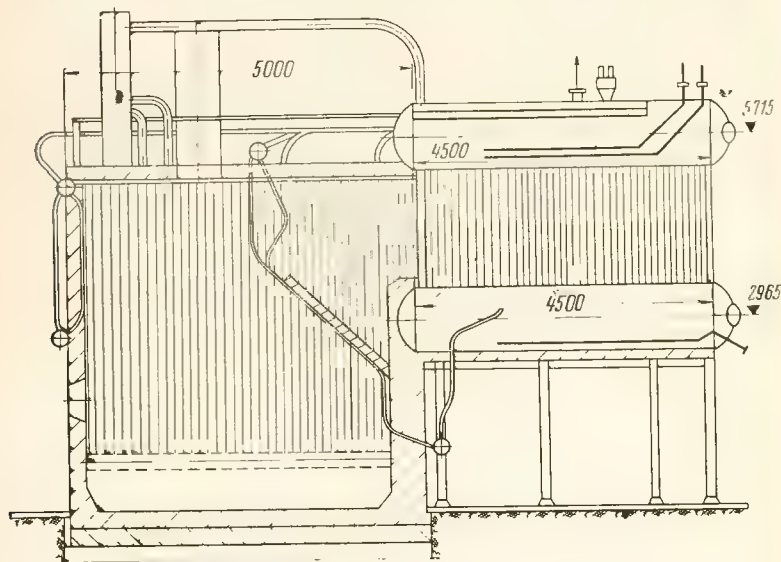


Рис. 8-7. Газомазутный котел ДКВР-20-13.

чистым отсеком, включены фронтальный экран, задний экран, задние секции боковых экранов и конвективный пучок.

Приведенные здесь заводские схемы ступенчатого испарения с выносными циклонами показывают, что все котлостроительные заводы Советского Союза проделали большую работу по освоению и внедрению высокоэффективного ступенчатого испарения с выносными циклонами в новые серийные паровые котлы. В паровых котлах высокого давления, ввиду отсутствия в настоящее время промышленных конструкций выносных циклонов с внутренней промывкой пара в них, применяемые схемы являются вполне современными и экономичными. Что же касается применяемых заводами схем ступенчатого

испарения с выносными циклонами в серийных котлах низкого и среднего давлений, то в этих котлах далеко не полно использован имеющийся опыт модернизации существующих котлов и работы экранных контуров с выносными циклонами.

8-3. ИЗМЕНЕНИЕ РЕЖИМА РАБОТЫ БАРАБАНА В КОТЛАХ С ВЫНОСНЫМИ ЦИКЛОНАМИ

Применение контуров с выносными циклонами, как указывалось выше (гл. 5), позволяет при соответствующем включении циклонов по пару полностью разгрузить паровой объем барабана на величину паропроизводительности всех контуров, включенных на выносные циклоны. Режим работы водяного объема барабана в этих котлах остается прежним, так как при модернизации все присоединения опускных труб к барабану тех экранных контуров, которые переключаются на выносные циклоны, от барабана отглушаются, и, таким образом, скорости входа воды из барабана в опускные трубы остальных контуров остаются без изменения. В новых котлах, выпускаемых нашими заводами, в барабанах также предусматривается установка опускных труб только для контуров, включенных непосредственно на барабан. Однако, если все присоединения опускных труб к барабану сохранить такими, какими они были при отсутствии в котле контуров с выносными циклонами, и к этим штуцерам подключить опускные трубы контуров, включенных на барабан, скорость входа воды из барабана в эти штуцера уменьшается в соответствии с уменьшением мощности контуров, оставшихся включенными непосредственно в барабан. В этом случае появляется дополнительная возможность обеспечить более глубокое использование верхнего водяного объема барабана, чем обеспечивается повышение эксплуатационной надежности котла. Высота водяного объема барабана, которая может быть полезно использована, возрастает в соответствии с уменьшением требуемой по условиям кавитации высоты над штуцерами опускных труб, а эта высота, как известно, уменьшается пропорционально квадрату уменьшения скорости входа воды в штуцера опускных труб.

На рис. 8-8 представлена кривая полезного использо-

вания высоты H водяного объема барабана в зависимости от мощности контура второй ступени испарения, включенного на выносные циклоны. При отсутствии ступенчатого испарения с выносными циклонами ($n_2=0$) допустимая высота опускания уровня воды в барабане очень незначительна. С возрастанием мощности контуров, включенных на выносные циклоны, уменьшается скорость входа воды из барабана в штуцера опускных труб и сокращается необходимая высота h воды над

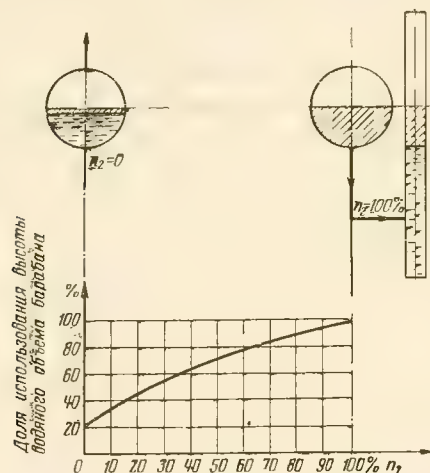


Рис. 8-8. Использование водяного объема барабана в зависимости от мощности контуров с выносными циклонами.

опускными штуцерами. В соответствии с уменьшением высоты h возрастает полезно используемая высота водяного объема барабана, равная значению $H-h$. Как видно из графика (рис. 8-8), при мощности контуров ступенчатого испарения, включенных на выносные циклоны $n_2=50\%$, используемая высота водяного объема барабана увеличивается до величины 70% от всей высоты, в то время как при обычно применяемой схеме включения опускных труб в барабан эта величина составляет около $10-20\%$ (в зависимости от диаметра барабана).

В предельном случае, когда мощность контуров, включенных на выносные циклоны, достигает величины $n_2=100\%$, т. е. когда барабан фактически выключается из циркуляционного потока, скорость входа воды из барабана в штуцера труб, питающие выносные циклоны, ничтожно мала и требуемая величина $h=0$. В этом случае создается возможность, как это видно из рис. 8-8, использования всего водяного объема барабана H .

Такое благоприятное положение с использованием водяного объема барабана создает исключительно высокую надежность котла в эксплуатации при глубоком упуске воды. Так, например, для котлов типа ГМ-50 с барабаном диаметром 1572×36 мм в случае включения всех экранных и испарительных контуров на выносные циклоны ($n_2=100\%$) барабан котла обеспечивает безаварийную работу котла при полном прекращении его питания и при нагрузке 50 т/ч в течение почти 7 мин, что во много раз превышает надежность работы котла при существующей схеме включения барабана.

Все вышеприведенное показывает целесообразность в котлах при применении экранных контуров с выносными циклонами максимально использовать те преимущества, которые создаются в этом случае для более полного использования водяного объема барабана.

Для возможности использования всего водяного объема верхнего барабана необходимо, как это видно из рис. 8-8, выключение его из циркуляционного потока. В этом случае, как уже указывалось, эксплуатационная надежность котла в части упуска воды возрастает во много раз по сравнению с существующими схемами включения барабана. В связи с этим в котлах с естественной циркуляцией, в которых барабаны выключены из циркуляционного потока, возникает возможность даже при значительном увеличении эксплуатационной надежности котла сильно уменьшить диаметр барабана, который в этих случаях совершенно не участвует в разделении пароводяной смеси и сепарации пара и играет роль лишь горизонтальных уравнивающих емкостей, обеспечивающих надлежащий верхний запас питательной воды. Такие схемы котлов с барабанами малых диаметров или с горизонтальными коллекторами, вынесенными из циркуляционных потоков, подробно рассматриваются ниже и носят весьма условное название «безбарабанных котлов».

8-4. БЕЗБАРАБАННЫЕ КОТЛЫ С ЕСТЕСТВЕННОЙ ЦИРКУЛЯЦИЕЙ. КОНСТРУКТИВНЫЕ ДАННЫЕ И ОПЫТ ЭКСПЛУАТАЦИИ

Схемы котлов с вертикальными барабанами или сепараторами неоднократно предлагались различными авторами. Одна из таких схем коллекторного безбарабанного котла была представлена выше на рис. 5-3*. В таком водотрубном паровом безбарабанном котле с горизонтальным или вертикальным расположением кипятильных труб функции барабана, где происходит разделение пароводяной смеси на воду и пар, выполняют вертикальные сепараторы пара, или так называемые выносные циклоны.

Рассматриваемая схема безбарабанного водотрубного котла с естественной циркуляцией имеет ряд отличий и преимуществ по сравнению с обычными барабанными котлами. В котле применяется несколько высокоэффективных центробежных сепараторов, обеспечивающих надежную сепарацию пара от воды. Все выносные циклоны соединены с помощью труб с системой горизонтальных коллекторов с целью обеспечения необходимого объема воды для предотвращения значительных колебаний уровня и бросков при неустойчивых режимах работы котла. В котле применены верхние разделительные коллекторы экранов и котельных пучков, связанные системой нижних перепускных труб с водяными объемами циклонов, с целью снижения водосодержания пароводяной смеси, поступающей по отводящим трубам в паровой объем циклона. Одновременно с этим достигается возможность направления значительного количества циркулирующей воды непосредственно в водяной объем циклона. Это мероприятие, аналогичное применению рециркуляционных труб, при соответствующем развитии опускных труб позволяет значительно повысить скорость входа воды в экранные трубы. В соответствии с указанной схемой проектно-конструкторской конторой треста Центроэнергомонтаж был разработан проект безбарабанного котла с естественной циркуляцией производительностью 7 т/ч на давление 25 ат (рис. 8-9) и несколько таких котлов в 1956 г. были построены и установлены на одном промышленном предприятии. До настоящего времени все эти котлы находятся в успеш-

ной эксплуатации. Для стабилизации положения уровня воды в выносных циклонах и увеличения водяного компенсационного объема в верхней части этого котла установлены две горизонтальные уравнивательные емкости из труб диаметром 426×12 мм длиной 3 500 мм. Указанные емкости выключены из общего циркуляционного потока и связаны с выносными циклонами дыхательными паровыми и водяными трубами. Как показала практика работы этих безбарабанных котлов, примене-

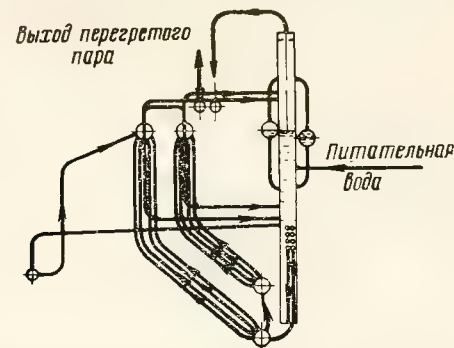


Рис. 8-9. Циркуляционная и сепарационная схемы безбарабанного котла с естественной циркуляцией.

ние горизонтальных уравнивательных емкостей обеспечивает необходимую стабилизацию положения уровня воды при нормальной работе котла и, кроме того, создает достаточный запас питательной воды, который может быть полностью использован при аварийном прекращении работы питательных насосов (подробнее см. § 8-5). Практика эксплуатации этих котлов полностью подтвердила, что перевод основного объема воды из горизонтальных верхних барабанов, имеющихся в обычных паровых котлах, в вертикальные стояки делает этот безбарабанный тип котла высоконадежным в части циркуляции, особенно при упусках воды. Вода из верхней части водяного объема безбарабанного котла может быть безаварийно сработана на высоте 2 000 мм от оси верхней уравнивательной емкости. Величина водяного объема только уравнивательных емкостей данного котла при полном прекращении подачи воды питательными насосами обеспечивает возможность работы котла с паропроизво-

* Предложение автора и акад. М. А. Стыриковича.

длительностью $D=7,0$ т/ч в течение 9,5 мин. Это является показателем высокой эксплуатационной надежности циркуляционной системы безбаранного котла. На рис. 8-10 сравниваются верхние водяные объемы безбаранного котла, котла ДКВР-6,5 и котла Шухова—Берлина А-7. Как известно, в барабанных котлах типа

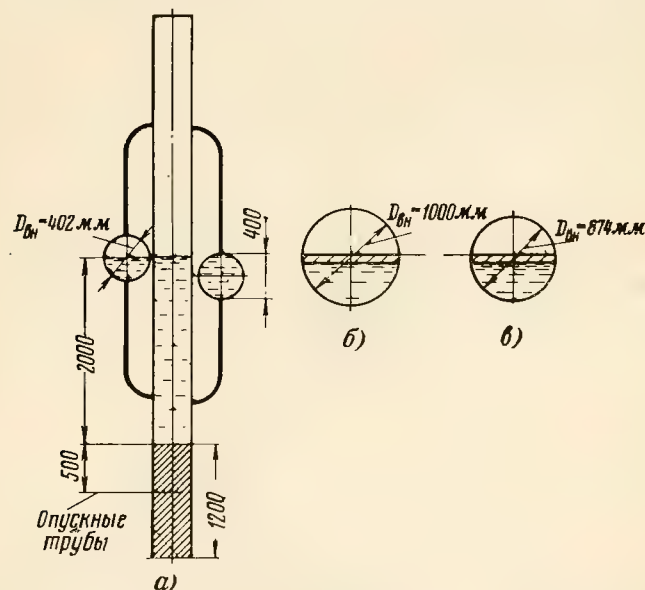


Рис. 8-10. Сравнение использования верхних водяных объемов в безбаранном котле, котле ДКВР и котле Шухова—Берлина.

а — барабанный котел; б — котел ДКВР 6,5-13; в — котел Шухова—Берлина А-7.

ДКВР и Шухова—Берлина нормальные колебания уровня воды относительно оси барабана допускаются на ± 50 мм. Таким образом, возможный перерыв в питании этих котлов при аналогичной производительности 7,0 т/ч составляет для котла ДКВР-6,5—3,5 мин, а для котла Шухова—Берлина А-7—2 мин, т. е. в несколько раз меньше, чем в безбаранном котле. В табл. 8-2 приведены значения величины водяных объемов верхних барабанов и коллекторов этих котлов, доля их полезного использования, а также время, соответствующее этому аварийному перерыву в питании котла.

Таблица 8-2

Тип котла	Верхний водяной объем, м³			Аварийный запас воды при перерыве в питании, мин
	полный	возможный для сработки при упуске	доля использования верхнего водяного объема, %	
Безбаранный котел при производительности 7 т/ч	1,56	1,335	85,5	9,5
Котел ДКВР-6,5 при производительности 7,0 т/ч . .	2,48	0,315	12,7	3,5
Котел Шухова—Берлина А-7 при производительности 7,0 т/ч	1,15	0,166	14,5	1,85

Из указанного сравнения следует, что перемещение верхнего водяного объема котла из барабанов в выносные циклоны и горизонтальные уравнивательные емкости, выключенные из циркуляционного потока, позволяет для данного котла увеличить полезное использование верхнего водяного объема котла до 85%. В барабанных котлах небольшой производительности существующих конструкций полезно используемый объем при упуске воды из-за возможности возникновения кавитации в опускных трубах обычно не превышает 12—15% от всего объема воды верхних барабанов. Указанное обстоятельство является серьезным эксплуатационным преимуществом безбаранного котла, если учитывать, что основной процент всех аварий промышленных котлов низкого и среднего давления происходит в результате упуска воды.

8-5. ПРОЕКТЫ БЕЗБАРАБАННЫХ КОТЛОВ С ЕСТЕСТВЕННОЙ ЦИРКУЛЯЦИЕЙ СРЕДНЕГО И НИЗКОГО ДАВЛЕНИЯ

При заводском блочном изготовлении паровых котлов, на которое переходят в настоящее время наши отечественные заводы, все экранные поверхности котлов средней мощности собираются в отдельные законченные панели, снабженные верхними и нижними коллекторами, т. е. в современных конструкциях таких котлов полностью исчезают поверхности нагрева, включаемые непосредственно в верхний барабан котла (рис. 8-5). В таких условиях барабан перестает быть неотъемлемой частью циркуляционного контура парового котла и устанавлива-

ется на каркасе в стороне от экранных поверхностей. Соединение барабана с верхними коллекторами экранов осуществляется при помощи паропроводящих труб, составляющих по сечению 20—30% от сечения экранных труб; с нижними коллекторами экранов барабан котла соединяется опускными трубами примерно такого же сечения. На рис. 8-11 представлен вариант безбарабанного котла производительностью 35 и 50 т/ч на давление 40 ат и перегрев 440°С, разработанный проектно-кон-

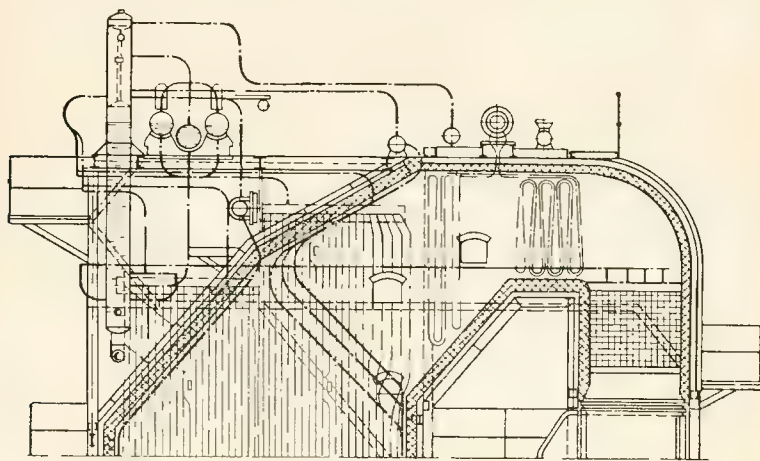


Рис. 8-11. Проект безбарабанного коллекторного котла паропроизводительностью 35 и 50 т/ч.

рукторской конторой треста Центроэнергомонтаж. Сравнивая верхнюю часть котла, изображенного на рис. 8-11, с котлом, изображенным на рис. 8-5, видно, что при блочном изготовлении котла верхний барабан легко в конструктивном отношении может быть заменен горизонтальными уравнительными емкостями, выключенными из циркуляционного контура. Как уже отмечалось, в современных экранированных однобарабанных котлах возможность полезного использования верхнего водяного объема барабана как запаса питательной воды очень ограничена. В таком барабане, включенном в циркуляционный поток, недостаточный уровень воды над опускными трубами может вызывать закипание на входе в опускные трубы, нарушение подачи воды в цирку-

ляционный контур и пережог экранных труб. Статическое давление $p_{вх}$ во входном сечении опускной трубы составляет:

$$p_{вх} = p_б + \left[h\gamma' - (\xi_{в} + 1) \frac{\gamma' w_{оп}^2}{2g} \right] \cdot 10^{-4} \text{ кг/см}^2, \quad (8-1)$$

где $p_б$ — давление пара в барабане, кг/см²;

h — высота уровня воды над опускными трубами, м;

γ' — удельный вес кипящей воды, кг/м³;

$w_{оп}$ — скорость входа воды в опускные трубы, м/сек.

Давление во входном сечении опускной трубы будет больше или меньше, чем в барабане, в зависимости от высоты уровня и скорости входа воды $w_{оп}$ [формула (8-1)]. Если давление во входном сечении трубы будет меньше, чем в барабане котла, то вода, находящаяся в верхнем барабане, закипит на входе в опускные трубы. Таким образом, отсутствие закипания или кавитации в опускных трубах обуславливается следующим условием:

$$h\gamma' - (\xi_{в} + 1) \frac{\gamma' w_{оп}^2}{2g} \geq 0.$$

Если учитывать, что коэффициент сопротивления входа обычно составляет $\xi_{вх} \approx 0,5$, после преобразований получим выражение

$$h \geq 1,5 \frac{w_{оп}^2}{2g}, \text{ м.} \quad (8-2)$$

Появление кавитации, как следует из выражения (8-2), связано с недостаточным уровнем воды над опускными трубами. Чем выше скорость воды в опускных трубах, тем больше должно быть превышение уровня над опускными трубами. Для экранированных однобарабанных котлов среднего и низкого давления сечение опускных труб составляет 25—30% от сечения экранных труб, и соответственно скорость воды в этих трубах колеблется в пределах от 2,0 до 3,0 м/сек. На рис. 8-12 построен график зависимости изменения потребного уровня воды h над опускными трубами от скорости воды в последних. При внутреннем диаметре барабана 1500 мм и при средней скорости входа воды в опускные трубы $w_{оп} = 2,5$ м/сек, необходимая высота воды над опускными трубами, как это видно из графика, составляет $h = 500$ мм. Учитывая, что опускные трубы в барабане

расположены несколько выше нижней образующей, практически опускание уровня в таком барабане более чем на 150 мм ниже оси является уже недопустимым. Как видно из рис. 8-12, возможность использования верхнего водяного объема барабана как запаса воды на питание котла очень ограничена (заштрихованная полоска). В безбарабанном котле с горизонтальными емкостями, выключенными из циркуляционного потока, со-

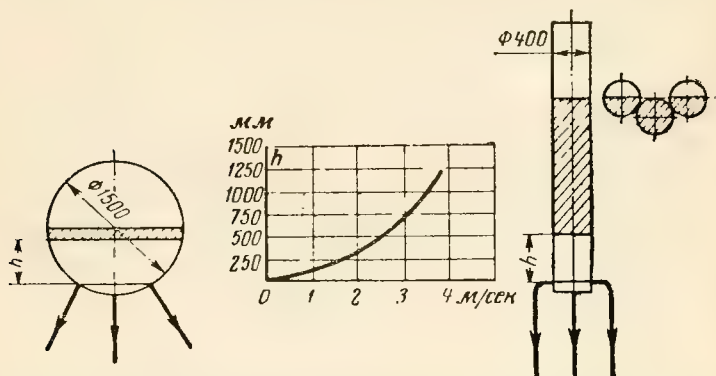


Рис. 8-12. График зависимости изменения потребного уровня воды h от скорости входа воды в опускающие трубы и сопоставление использования верхнего водяного объема для барабанной и безбарабанной схемы котла.

здается возможность, как уже отмечалось выше, использования всего водяного объема этих горизонтальных емкостей, так как скорость движения воды в дыхательных трубах, соединяющих эти емкости с выносными циклонами, невелика. Из рис. 8-12 видно, что в безбарабанном котле значительная часть водяного объема выносных циклонов также может быть использована как запас на питание котла (заштрихованный объем). Применительно к котлу 50 т/ч на давление 40 ат в табл. 8-3 приведено сопоставление основных характеристик использования верхнего водяного объема в случае барабанного и безбарабанного варианта выполнения котла:

Из табл. 8-3 видно, что применение безбарабанной схемы для котла 50 т/ч среднего или низкого давления обеспечивает по сравнению с барабанной схемой следующие серьезные преимущества:

Таблица 8-3

Тип котла	Общий верхний водяной объем котла				Аварийный запас воды на питание котла			Вес металла, затраченного на верхние водяные емкости и сепараторы	
	количество	внутренний диаметр, м	условная длина цилиндрической части, м	общий верхний водяной объем, м³	суммарный запас, м³	% использования всего объема	в минутах	общий вес, кг	относительный вес
Барабанный котел производительностью 50 т/ч:									
а) барабан	1	1,5	6,0	5,29	0,630	12	0,6	11 000	1,0
Безбарабанный котел производительностью 50 т/ч:									
а) горизонтальной емкости	3	0,4	6,0	1,51	3,02	93	2,85	5 500	0,5
б) выносные циклоны	4	0,4	3,5	1,76					

1) практически исключается возможность аварий котла из-за упуска воды, так как верхний водяной объем горизонтальных емкостей увеличивает более чем в 4 раза запас воды на питание котла в случае аварийного прекращения подачи питательной воды от насосов;

2) обеспечивается стабильность работы циркуляционных контуров котла из-за отсутствия кавитации даже при глубоком упуске воды и опорожнения верхних горизонтальных емкостей;

3) наличие выносных циклонов обеспечивает возможность поддержания в продувочной воде высокого содержания, что позволяет даже при очень плохой питательной воде ($S_{п.в.}=800-1000 \text{ мг/кг}$) ограничиться небольшим процентом непрерывной продувки;

4) замена верхнего барабана горизонтальными емкостями и выносными циклонами обеспечивает значительную экономию металла (до 50% от общего веса верхнего барабана);

5) отсутствие барабана в котле позволяет осуществить широкую организацию производства таких котлов на заводах из цельнотянутых труб обычного сортамента.

Отмеченные выше преимущества безбарабанной схемы котлов низкого и среднего давления по сравнению с однобарабанной схемой в части весовых показателей значительно увеличиваются при применении безбарабанной схемы котла взамен многобарабанных схем, применяемых в настоящее время в котлах низкого давления (котлы типа ДКВР, котлы ГМ-50/14, Т-50-14 и др.). В указанных котлах эти дополнительные барабаны применяются для организации котельных пучков.

Как уже отмечалось выше (§ 4-4), применение максимально возможного подогрева воздуха (до 350—400°С) даже при сжигании газа и мазута позволяет, с одной стороны, повысить тепловосприятие экранными поверхностями в топке на 20—25% [Л. 27], а с другой стороны, улучшить топочный процесс и более эффективно сжигать газ или мазут, т. е. практически повысить коэффициент полезного действия топки на 0,5—1,0%. На рис. 8-13 приведены зависимости тепловосприятия в топке от температуры подогрева воздуха при сжигании природного газа, а также графики изменения относительного веса воздухоподогревателя и водяного экономайзера (в кг/т пара) для котлов низкого давления производительностью 20—50 т/ч. Как видно из приведенных

графиков (рис. 8-13), применение подогрева воздуха позволяет значительно увеличить тепловосприятия в топке по сравнению с холодным воздухом $t_{в.}=30^{\circ}\text{С}$. Подогрев воздуха до $t_{в.}=400^{\circ}\text{С}$ увеличивает тепловую нагрузку радиационных поверхностей нагрева примерно на 25%. Более высокий подогрев воздуха увеличивает еще более тепловосприятие экранов в топочной камере,

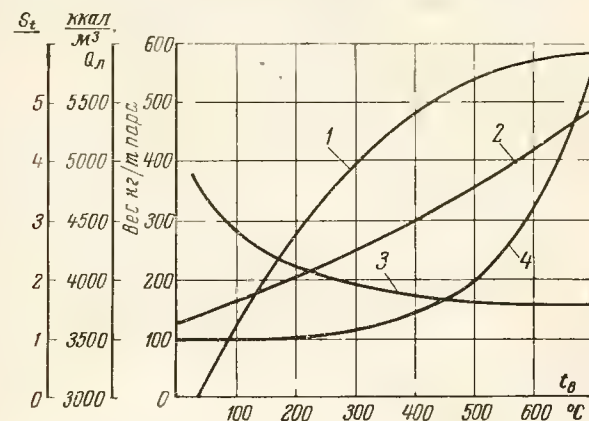


Рис. 8-13. График зависимости тепловосприятия экранов, поверхностей нагрева водяного экономайзера и воздухоподогревателя от температуры подогрева воздуха в случае сжигания мазута.

Кривые зависимости от температуры подогрева воздуха: 1 — веса воздухоподогревателя, кг, на 1 т паропроизводительности; 2 — тепловосприятия в топке Q , ккал на 1 м³ сжигаемого газа; 3 — веса водяного экономайзера, кг, на 1 т паропроизводительности; 4 — отношение общей стоимости хвостовых поверхностей нагрева $S_г$ при температуре воздуха t к стоимости хвостовых поверхностей холодного воздуха $S_{г0}$.

однако, учитывая, что в этом случае значительная часть воздухоподогревателя должна быть изготовлена из жаропрочной аустенитной стали, которая значительно дороже обычной углеродистой стали, применять подогрев воздуха выше 400°С в настоящее время нецелесообразно. Как показывают технико-экономические расчеты, применение подогрева воздуха до температуры 400°С вызывает увеличение стоимости хвостовых поверхностей нагрева не более чем на 50%. Указанное увеличение стоимости хвостовых поверхностей нагрева, как показывают расчеты, окупается в короткий срок эксплуа-

тации за счет экономии топлива, которое обеспечивается при сжигании газа и мазута, как уже отмечалось выше, повышением к. п. д. топки не менее чем на 0,5—1,0%. Рассмотрение графиков, приведенных на рис. 8-13, позволяет считать, что наиболее целесообразным для производства пара с параметрами $p=14$ ат и $t \approx 250^\circ\text{C}$ при сжигании газа или мазута является радиационный тип котла, в котором вся испарительная часть осуществляется в виде экранных панелей, расположенных на стенах топочной камеры. Хвостовые поверхности такого котла должны состоять из двухступенчатого воздухоподогревателя с подогревом воздуха до $380\text{—}400^\circ\text{C}$ и стального кипящего экономайзера, в котором процент кипения не превышает 8—10%. Как уже отмечалось выше, для такого типа радиационного котла наиболее целесообразной является безбарабанная схема.

8-6. КОМБИНИРОВАННЫЕ ПАРОВОДОГРЕЙНЫЕ КОТЛЫ

Современные районные отопительные котельные, оборудованные крупными водогрейными газомазутными котлами, требуют установки дополнительного источника пароснабжения для обеспечения потребности в паре для разогрева мазута, деаэраторов, химводочистки и т. д. Отсутствие источника пароснабжения практически исключает возможность нормальной эксплуатации теплоцентрали или районной котельной с водогрейными котлами, работающими на мазуте. В связи с этим такие котельные выполняются как пароводогрейные, т. е. в них одновременно с водогрейными котлами устанавливаются паровые котлы низкого давления, обеспечивающие покрытие собственных нужд и всех паровых нагрузок. Установка дополнительных паровых котлов связана с большими капитальными затратами на оборудование (котлы, горелочные устройства, тягодутьевые устройства, питательные насосы, баки и т. д.) и на сооружение здания, фундаментов и выполнение других строительных работ. Кроме того, значительно возрастают эксплуатационные расходы в связи с необходимостью обслуживания дополнительного оборудования. Проектно-конструкторской конторой треста Центрэнергомонтаж совместно с ЦКТИ и Дорогобужским котельным заводом предложен и разработан новый тип комбинированного теплофикационного котла, обеспечи-

вающего наряду с производством горячей воды получение пара низкого давления. Питание паровой части комбинированных котлов этого типа предусматривается в случае закрытой схемы горячего водоснабжения из общей напорной линии сетевой воды (рис. 8-14), поэтому установка дополнительных питательных насосов в этом случае не требуется. Что же касается качества

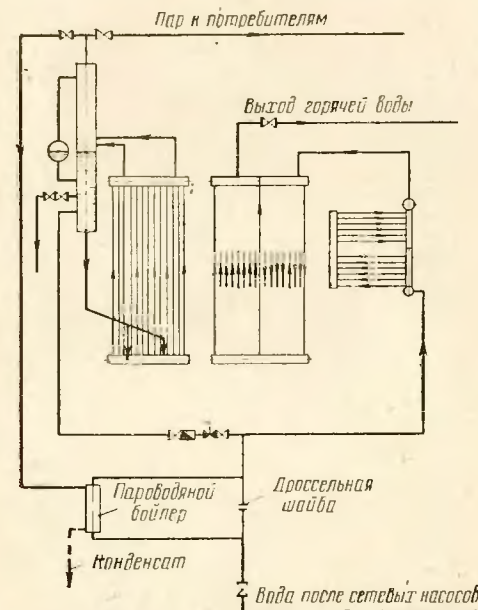


Рис. 8-14. Принципиальная схема комбинированного пароводогрейного котла общей производительностью от 30 до 100 Гкал/ч.

добавочной питательной воды, то последняя должна, как и в случае пароводогрейной котельной, определяться требованиями, предъявляемыми к качеству добавочной питательной воды паровых котлов низкого давления. В случае открытой схемы горячего водоснабжения возникает необходимость, как и при установке паровых котлов, применения питательных насосов для питания паровых контуров комбинированных котлов. Регулирование производительности теплофикационных комбинированных котлов следует осуществлять по горячей воде;

В этом случае излишний пар, не используемый на собственные нужды, может направляться на подогрев воды в бойлерах, специально для этого установленных. На рис. 8-15 приведен график изменения теплопроизводительности паровых и водогрейных контуров в зависимости от общей нагрузки комбинированного котла 50 Гкал/ч. Как видно из указанного графика, теплопро-

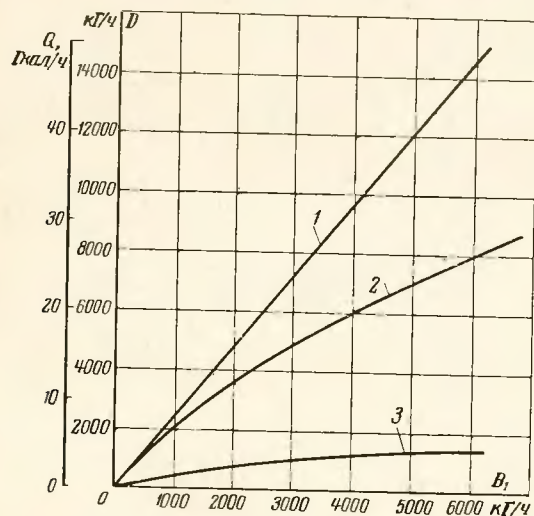


Рис. 8-15. График изменения теплопроизводительности парового и водогрейного контуров комбинированного котла 50 Гкал/ч в зависимости от общей нагрузки котла.

1 — общая теплопроизводительность котла Q , Гкал/ч;
2 — теплопроизводительность парового контура D , кВт/ч; 3 — теплопроизводительность водогрейного контура.

изводительность паровых контуров этих котлов незначительно колеблется при общем изменении нагрузки. На рис. 8-16 изображен продольный разрез комбинированного пароводогрейного котла общей теплопроизводительностью 30, 50 и 100 Гкал/ч. Эти котлы полностью состоят из тех же однотипных элементов, составляющих конструкцию серийных газомазутных водогрейных котлов 30, 50 и 100 Гкал/ч. Котлы имеют общий профиль. Отличаются эти котлы между собой только шириной, а именно:

теплопроизводительность,

Гкал/ч 30 50 100
ширина в свету, мм 3000 4000 7000

Во всех теплофикационных комбинированных котлах боковые панели экранов выключаются из гидравли-

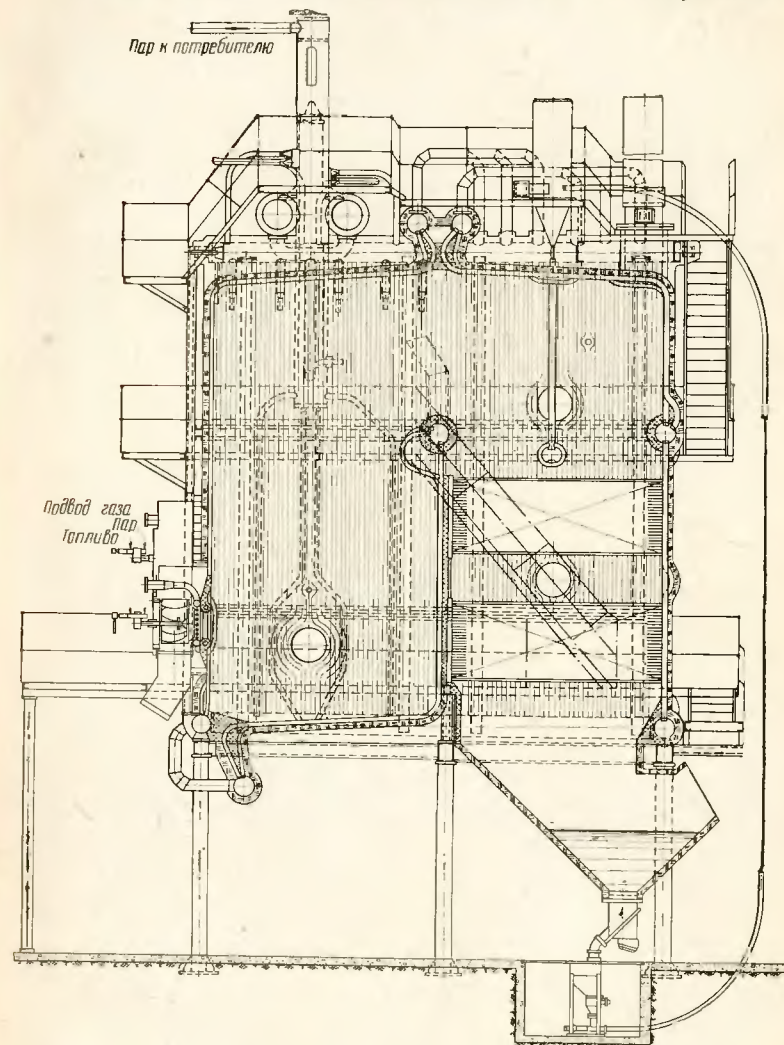


Рис. 8-16. Общий вид комбинированного пароводогрейного котла теплопроизводительностью 30, 50 и 100 Гкал/ч

ской схемы водогрейного котла. Указанные боковые экраны выполняются в виде независимых контуров с естественной циркуляцией воды и снабжаются паросепарирующими устройствами и горизонтальными уравнительными емкостями. Паросепарирующие устройства состоят из двух выносных циклонов диаметром 426×11 мм, соединенных с пароотводящими и водоподводящими трубами экранных панелей. Для обеспечения надежности питания и работы парообразующих контуров выносные циклоны соединены по пару и воде с горизонтальными уравнительными емкостями аккумуляторами, выполненными также из труб диаметром 426×11 мм. Общий запас воды в уравнительных емкостях и циклонах создает надежную работу парообразующей части котла даже при кратковременной остановке сетевых насосов. На уравнительных емкостях размещается вся необходимая предохранительная и измерительная аппаратура парового контура. При максимальной нагрузке комбинированных котлов производительность паровых контуров котла составляет:

теплопроизводительность котла,			
Гкал/ч	100	50	30
производительность, т/ч	~9	~8	~7

В настоящее время опытные образцы таких комбинированных пароводогрейных котлов на базе модернизированных котлов типа ТВГМ-30-М приняты к производству на Дорогобужском котельном заводе.

ЛИТЕРАТУРА

1. Тепловой расчет котельных агрегатов — нормативный метод, Госэнергоиздат, 1957.
2. Стырикович М. А., Катковская К. Я., Серов Е. П., Парогенераторы на электростанциях, изд-во «Энергия», 1966 г.
3. Шкроб М. С. и Прохоров Ф. Г., Водоподготовка и водный режим паротурбинных электростанций, Госэнергоиздат, 1961.
4. Ковалев А. П. и др., Парогенераторы, изд-во «Энергия», 1966.
5. Бузников Е. Ф., Роддатис К. Ф., Спейшер В. А., Перевод котлов ДКВ и ДКВР на газообразное топливо, изд-во «Энергия», 1964.
6. Бузников Е. Ф. и др., Опыт модернизации котлов ДКВР, «Промышленная энергетика», 1968, № 6.
7. Бузников Е. Ф., Модернизация испарительных контуров котлов среднего давления, сб. «Электроснабжение и теплоснабжение городов», вып. 4, 1963, изд. Министерства коммунального хозяйства.
8. Бузников Е. Ф., Опыт работы безбарабанных котлов с естественной циркуляцией, сб. «Электроснабжение и теплоснабжение городов», вып. 3, 1962, изд. Министерства коммунального хозяйства.
9. Бузников Е. Ф., Вопросы организации паросепарирующих устройств и пути улучшения качества пара, сб. «Организация водоподготовки в котельных малой и средней мощности», Госэнергоиздат, 1956.
10. Стырикович М. А., Бузников Е. Ф., Экспериментальные данные по работе вертикальных центробежных сепараторов пара, «Котлотурбостроение», 1951, № 6.
11. Бузников Е. Ф., К вопросу повышения паропроизводительности существующих котлов, «За экономию топлива», 1951, № 8.
12. Бузников Е. Ф., Анализ работы и выбор типа, размеров вертикальных центробежных сепараторов пара, «За экономию топлива», 1951, № 10.
13. Нормы расчета циркуляции воды в паровых котлах ЦКТИ, Машгиз, 1950.
14. Левитан Б. И., Куприянов Г. П., Опыт модернизации котлов Шухова — Берлина А-7, «Промышленная энергетика», 1958, № 11.
15. Моторин А. Н., Опыт применения внутрибарабанных циклонов на котлах ЦКТИ-75-39, ЦКТИ, Бюро технической информации, Ленинград, 1956.
16. Мынкин К. П., Внутрибарабанные циклоны с малым сопротивлением для паровых котлов. Рациональные способы ремонта теплосилового оборудования, вып. 10, 1964, ГОСИНТИ.
17. Ковалев А. П., Островский Я. М., Хзмалян Д. М., Опыт организации сжигания фрезерного торфа в тонких струях,

Центральное бюро технической информации Московского совета народного хозяйства, 1958.

18. Госстрой СССР. Указания по проектированию котельных установок. Изд-во литературы по строительству, Москва, 1967.

19. Мейкляр М. В., Паровые котлы ТКЗ высокого давления, Госэнергоиздат, 1963.

20. Панасенко М. Д., Применение ступенчатого испарения с выносными циклонами в котле высокого давления, сб. «Пар высокого давления в энергетике», Госэнергоиздат, 1950.

21. Александров В. Г., Паровые котлы средней и малой мощности, изд-во «Энергия», 1966.

22. Маргулова Т. Х., Методы получения чистого пара, Госэнергоиздат, 1955.

23. Андреев В. А. и др., Сжигание природного газа в тонких струях в котлах с шахтными мельницами, «Теплоэнергетика», 1963, № 11.

24. Андреев В. А. и др., Совместное сжигание фрезерного торфа и природного газа в тонких струях в котлах с молотковыми мельницами, «Электрические станции», № 9, 1964.

25. Горбаненко А. Д. и др., Сжигание донецкого газового угля в шахтно-мельничных топках, «Электрические станции», 1961, № 6.

26. Внуков А. К., Надежность и экономичность котлов для газа и мазута, изд-во «Энергия», 1966.

27. Щукин А. А., Увеличение тепловой эффективности котлоагрегатов путем интенсификации теплообмена в топках, Сборник трудов Всесоюзного заочного политехнического института, вып. 40, Москва, 1968.

28. Высокофорсированные огневые процессы, сборник под редакцией М. А. Наджарова, изд-во «Энергия», 1967.